Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Escola Politécnica

DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS PARA BOMBEAMENTO DE RESÍDUO DE UMA TORRE DE DESTILAÇÃO DE PETRÓLEO

Rodrigo Augusto Camara Patricio

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Reinaldo De Falco, Eng.

Co-orientador: Marcelo Rodrigues Simões, Eng.

Rio de Janeiro

Agosto 2013

DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS PARA BOMBEAMENTO DE RESÍDUO DE UMA TORRE DE DESTILAÇÃO DE PETRÓLEO

Rodrigo Augusto Camara Patricio

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

_____

Prof. Reinaldo De Falco, Eng. - Orientador

_____

Prof. Helcio Rangel Barreto Orlande

_____

Prof. Fernando Alves Rochinha

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

AGOSTO 2013

Patricio, Rodrigo Augusto Camara

Dimensionamento e seleção de equipamentos para bombeamento de resíduo de uma torre de destilação de petróleo/Rodrigo Augusto Camara Patricio - Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

XII, 67 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Reinaldo De Falco

Co-orientador: Marcelo Rodrigues Simões

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 62.

1. Seleção de bombas. 2. Sistema de bombeamento. De Falco, Reinaldo. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Dimensionamento e seleção de equipamentos para bombeamento de resíduo de uma torre de destilação de petróleo.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por me permitir chegar até aqui. À minha mãe, Angela, pelo apoio, amor e paciência ao longo desta longa jornada. Ao meu padrasto, José Aires, por me acolher como filho e me incentivar durante toda jornada acadêmica para que mantivesse o foco e determinação para terminar o curso.

Gostaria de dedicar este trabalho ao meu pai, Carlos (*in memorian*), que mesmo não estando mais entre nós, com certeza esteve presente ao longo de todos os dias e momentos desta fase de minha vida.

Aos meus familiares que, mesmo indiretamente, ajudaram a cumprir meu objetivo.

Aos amigos de classe, pelas longas conversas durante churrascos e o famoso café após os almoços, mesmo que essas conversas não tivessem nenhum caráter acadêmico, foram essenciais para amenizar muitos estresses e muitas vezes tirar dúvidas de matérias.

Aos meus amigos extraclasse, que me acolheram e proporcionaram momentos felizes ao longo de todo o curso.

Aos amigos que colaboraram diretamente no desenvolvimento deste trabalho, lendo e criticando.

Ao prof. Reinaldo De Falco, pela oportunidade de desenvolver este projeto.

Ao eng. Marcelo Simões, por me co-orientar com toda paciência e dedicação possível. Sempre disposto a sanar dúvidas e problemas, mesmo estando cheio de trabalhos e compromissos.

Aos profs. Hélcio e Rochinha, pela pronta disponibilidade em participar da banca avaliadora.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Dimensionamento e Seleção de Equipamentos para Bombeamento de Resíduo de uma Torre de Destilação de Petróleo

Rodrigo Augusto Camara Patricio

Agosto/2013

Orientador: Reinaldo De Falco
Co-orientador: Marcelo Rodrigues Simões

Curso: Engenharia Mecânica

Nas atividades de refino de petróleo, são muito comuns operações de bombeamento, para unidades de destilação, pirólise, craqueamento que resultam na obtenção de produtos combustíveis, lubrificantes, parafinas, enxofre, gás de petróleo e asfalto, além de resíduos que podem ser misturados a outros petróleos visando sua minimização e encaminhados para reprocessamento. Este trabalho é sobre a melhor escolha de equipamentos para bombeamento desses resíduos de uma torre de destilação atmosférica para uma torre de destilação a vácuo de acordo com as normas e recomendações vigentes.

Palavras-chave: bombeamento de resíduos de petróleo, destilação de petróleo, bombas industriais, refino de petróleo, seleção de bombas.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

Design and Selection of Equipment to Pump Residual oil from a Distillation Tower

Rodrigo Augusto Camara Patricio

August/2013

Advisor: Reinaldo De Falco
Joint Advisor: Marcelo Simões

Course: Mechanical Engineering

In the oil industry and especially at petroleum refining, pumping operations are common in distillation units, pyrolysis, cracking which results in obtaining combustible products, lubricants, paraffins, sulfur, petroleum gas, asphalt and others products that can be mixed together types of petroleum so that it can be minimized and send to reprocessing. This present work is about the correct selection and design equipment so these sub products can be transfers from an atmospheric distillation tower to a vacuum distillation tower in accordance with the currents standards and recommendations.

Keywords: pumping, pump selection, industrial pumps, petroleum refining, petroleum distillation.

NOMENCLATURA

hf_d - Perda de carga no sistema a jusante da bomba

hf_s – Perda de carga no sistema a montante da bomba

υ_e - Volume específico

$D_{descarga}$ – Diâmetro da tubulação a jusante da bomba

$D_{sucção}$ – Diâmetro da tubulação a montante da bomba

$H_{Estático}$ – *HEAD* Estático do sistema

H_T - Altura manométrica total (*HEAD* total)

H_d - *HEAD* na descarga

$H_{d-Estático}$- *HEAD* estático na descarga

H_s - *HEAD* na sucção

$H_{s-Estático}$- *HEAD* estático na sucção

$NPSH_d$ - *Net Positive Suction HEAD* (Disponível no sistema)

$NPSH_r$ - *Net Positive Suction HEAD* (Requerido pela bomba)

$P_{Torre-atm}$- Pressão na torre de destilação atmosférica

P_v - Pressão de vapor

$P_{vácuo}$- Pressão na torre de destilação a vácuo

Z_d - Altura de entrada do óleo na torre de vácuo em relação à saída da bomba

Z_s - Altura do óleo no vaso de sucção em relação à entrada da bomba

f_s – Fator de atrito

k_f – Constante de proporcionalidade do forno

k_{vc} - Constante de proporcionalidade da válvula de controle

d – Densidade

hf - Perda de carga

D – Diâmetro

Leq - Comprimento equivalente de tubulação

Re - Número de Reynolds

v - Velocidade de escoamento do fluido

γ - Peso específico

μ – Viscosidade

ρ – Massa específica

SUMÁRIO

1 **OBJETIVO** 1

1.1 INTRODUÇÃO 1

2 **REVISÃO CONCEITUAL** 2

2.1 ESTUDO DE BOMBAS 2

2.1.1 CLASSIFICAÇÃO DE BOMBAS 2

2.1.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DAS BOMBAS 3

2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DAS BOMBAS DINÂMICAS 9

2.3 PROPRIEDADES DOS FLUIDOS 11

2.3.1 MASSA ESPECÍFICA (ρ) 12

2.3.2 VOLUME ESPECÍFICO (υe) 12

2.3.3 PESO ESPECÍFICO (γ) 12

2.3.4 DENSIDADE (d) 12

2.3.5 PRESSÃO DE VAPOR (Pv) 13

2.4 ESCOAMENTO NO INTERIOR DE DUTOS 13

2.5 TEOREMA DE BERNOULLI 14

2.6 PERDA DE CARGA 16

2.7 CAVITAÇÃO 19

3 **DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO** 19

3.1 SISTEMA 19

3.2 PROPRIEDADES DO SISTEMA 20

4 **DIMENSIONAMENTO** 22

4.1 DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO 22

4.2 DETERMINAÇÃO DO *HEAD* ESTÁTICO DO SISTEMA 25

4.3 DETERMINAÇÃO DA CURVA DE *HEAD* NA SUCÇÃO - Hs 26

4.3.1 Cálculo da perda de carga na linha de sucção. 26

4.4 DETERMINAÇÃO DO $NPSHd$ NO SISTEMA 28

4.5 DETERMINAÇÃO DA CURVA DO SISTEMA NA SUCÇÃO 28
4.6 DETERMINAÇÃO DA CURVA DO SISTEMA NA DESCARGA..... 30
4.6.1 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA A MONTANTE DO FORNO 31
4.6.2 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA A JUSANTE DO FORNO 32
4.6.3 PERDA DE CARGA TOTAL A JUSANTE DA BOMBA 34
4.7 DETERMINAÇÃO DA CURVA DO SISTEMA NA DESCARGA..... 34
4.7.1 PERDA DE CARGA NA VÁLVULA DE CONTROLE:..... 35
4.7.2 PERDA DE CARGA NO FORNO: 36
4.8 DETERMINAÇÃO DA CURVA DO SISTEMA 38
4.9 PRÉ – SELEÇÃO DA BOMBA 39
4.9.1 CRITÉRIOS DE SELEÇÃO 40
4.9.2 APLICANDO CONCEITOS ANTERIORES 45
4.9.3 PRÉ-SELEÇÃO – *FLOWSERVEFLOWSERVE* 46
4.9.4 PRÉ-SELEÇÃO – *SULZER* 54
5 **SELEÇÃO FINAL** 58
6 **CONCLUSÕES** 60
7 **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS** 62
8 **ANEXOS** 63
8.1 ANEXO I – Folha de dados *FlowServe*® - 10HPX23A..... 65
8.2 ANEXO II – Folha de dados *Sulzer*® - 10x12x17-1-OHH 67
8.3 ANEXO III – Desenho da torre de destilação atmosférica..... 63
8.4 ANEXO IV – Desenho da torre de destilação a vácuo 64

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Refinaria de petróleo em Duque de Caxias 2
Figura 2.1 – Fluxograma – Tipos de bombas 3
Figura 2.2 – Bomba Centrífuga [6] 5
Figura 2.3 – Bomba de fluxo axial [6] 5
Figura 2.4 – Impelidor de fluxo misto [1] 6
Figura 2.5 – Esquema de uma bomba alternativa de pistão [1] 7
Figura 2.6 – Bomba alternativa de êmbolo [1] 8
Figura 2.7 – Bomba alternativa de diafragma 8
Figura 2.8 – Bomba rotativa de engrenagem 9
Figura 2.9 – Esquema de uma bomba centrifuga 10
Figura 2.10 – Vista em corte da voluta 11
Figura 2.11 – Vista em corte da carcaça com pás difusoras 11
Figura 2.12 – Desenho esquemático de um volume de controle 14
Figura 2.13 – Comprimento equivalente de acessórios em função do diâmetro 17
Figura 2.14 – Comprimento equivalente para entrada e saída 18
Figura 2.15 – Comprimento equivalente para válvulas 18
Figura 3.1 - Esquema Isométrico do sistema 20
Figura 4.1 - Ábaco de Moody 27
Figura 4.2 - Curva *HEAD*(s) x Vazão 30
Figura 4.3 - Perda de carga na válvula de controle 36
Figura 4.4 - Perda de carga no forno 37
Figura 4.5 - Curva de *HEAD*(d) x Vazão 38
Figura 4.6 - Curva do Sistema - *HEAD* x Vazão 39
Figura 4.7 – Exemplo de curva de desempenho 41
Figura 4.8 – Curvas de desempenho (Caso real) 42
Figura 4.9 – Velocidade específica (Ns) x Eficiência [8] 43
Figura 4.10 – Classificação das bombas quanto ao tipo 44
Figura 4.11 – Desenho esquemático de uma bomba modelo OH2 45
Figura 4.12 – Inserção de dados do sistema e fluido 47
Figura 4.13 - Linha de produtos 47
Figura 4.14 – Lista preliminar de bombas 48
Figura 4.15 – Lista de bombas válidas 48

Figura 4.16 – Curva das bombas pré-selecionadas..... 49
Figura 4.17 – Informações básicas de funcionamento da bomba selecionada 51
Figura 4.18 - Geometria da bomba - modelos HPX 51
Figura 4.19 - Geometria da bomba - modelos HPX 52
Figura 4.20 - Curva do sistema ajustada 53
Figura 4.21 - Ponto de Operação do Sistema 54
Figura 4.22 – Parâmetros do sistema..... 54
Figura 4.23 – Características do fluido..... 55
Figura 4.24 – Modelos pré-selecionados pelo aplicativo *SULZER* 55
Figura 4.25 – Miniaturas das curva de cada bomba pré-selecionada 56
Figura 4.26 – Ponto de operação do sistema 57
Figura 5.1 – Curva do sistema x Curva das bombas selecionadas 58

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Vazão do sistema 20
Tabela 3.2 – Dados iniciais do sistema..... 21
Tabela 3.3 – Dados iniciais do sistema..... 21
Tabela 3.4 – Dados locais..... 21
Tabela 4.1 - Recomendação de velocidades de escoamento 22
Tabela 4.2 – Velocidades de escoamento consideradas para cálculo..... 23
Tabela 4.3 - Diâmetros padronizados de tubulação..... 23
Tabela 4.4 - Diâmetro da tubulação..... 24
Tabela 4.5 – Cota máxima e mínima da coluna de óleo nas torres de destilação 25
Tabela 4.6 – Acessórios a montante da bomba 26
Tabela 4.7 – Comprimento equivalente dos acessórios a montante da bomba 27
Tabela 4.8 – Vazão do sistema 29
Tabela 4.9 – Perda de carga a montante da bomba 29
Tabela 4.10 – Valores de *HEAD* para cada vazão do sistema na sucção 30
Tabela 4.11 – Acessórios a jusante da bomba 31
Tabela 4.12 – Comprimento equivalente dos acessórios – Antes do forno..... 31
Tabela 4.13 - Comprimento equivalente de tubulação a montante do forno..... 32
Tabela 4.14 – Acessórios ao longo da tubulação a jusante do forno..... 33
Tabela 4.15 – Comprimento equivalente de tubulação a jusante do forno..... 33
Tabela 4.16 – Vazão do sistema 34
Tabela 4.17 – Perda de carga na válvula de controle 35
Tabela 4.18 – Perda de carga no forno 36
Tabela 4.19 – Perda de carga a jusante da bomba 37
Tabela 4.20 – Valores de *HEAD* para cada vazão na descarga da bomba 38
Tabela 4.21 – *HEAD* x Vazão 39
Tabela 4.22 – Correlação entre características do sistema e tipo de bomba 44
Tabela 4.23 – Parâmetros principais do sistema..... 46
Tabela 4.24 – Comparação entre modelos pré-selecionados..... 50
Tabela 4.25 - *HEAD* x Vazão - Sistema x Bomba..... 53
Tabela 4.26 – *HEAD* x Vazão – Sistema x Bomba 57
Tabela 5.1 – Dados principais – Bombas selecionadas 58

1 OBJETIVO

Essa monografia tem como objetivo contribuir para o correto dimensionamento e seleção de equipamentos para bombeamento, com estudo de caso para resíduo de uma torre de destilação de petróleo, visando sua melhor eficiência, levando em conta as propriedades físicas do sistema e condições de campo.

1.1 INTRODUÇÃO

Na indústria do petróleo diversos tipos de bombas são utilizados durante cada etapa desde a produção passando pelo transporte, refino e distribuição, tendo cada uma delas uma característica de utilização específica. A utilização das bombas pode ir desde a recirculação do fluido de perfuração até a própria extração do óleo cru nas estações submersas, ou então utilizadas para transferências entre tanques de armazenamento durante o refino.

Uma grande parcela do processo de refino é subdividida entre a destilação atmosférica do óleo cru, separação em torre de destilação a vácuo, pirólise e hidrotratamento para remoção de enxofre e nitrogênio do produto final. Destes processos são obtidos óleos combustíveis e lubrificantes.

Em 1954 foi publicada pela primeira vez a norma API 610 – "*Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services*", onde foram estabelecidas especificações para as características de funcionamento das bombas centrífugas, acessórios e outros componentes dos sistemas que são utilizados na indústria de óleo e gás.

O sistema em que este trabalho foi baseado consiste em selecionar uma bomba para que seja realizada a transferência do resíduo do óleo de uma torre de destilação atmosférica até uma torre de destilação a vácuo.

Na Figura 1.1 apresenta-se uma refinaria para exemplificar o sistema em questão.

Figura 1.1 – Refinaria de petróleo em Duque de Caxias, RJ

(Fonte: http://www.petrobras.com.br/pt/quem-somos/principais-operacoes/)

2 REVISÃO CONCEITUAL

Neste capítulo serão abordados os tópicos mais relevantes para que seja realizado o procedimento de cálculo.

2.1 ESTUDO DE BOMBAS

A seguir será abordada uma breve descrição das características principais dos equipamentos dinâmicos existentes.

2.1.1 CLASSIFICAÇÃO DE BOMBAS

Bombas são equipamentos dinâmicos que conferem energia ao líquido, com o objetivo de transportá-lo de um ponto a outro do sistema [1].

As bombas são classificadas de duas formas diferentes: quanto à aplicação e serviço requerido ou, a mais comum, pela forma com que a energia é cedida ao fluido. A Figura 2.1 ilustra esta classificação.

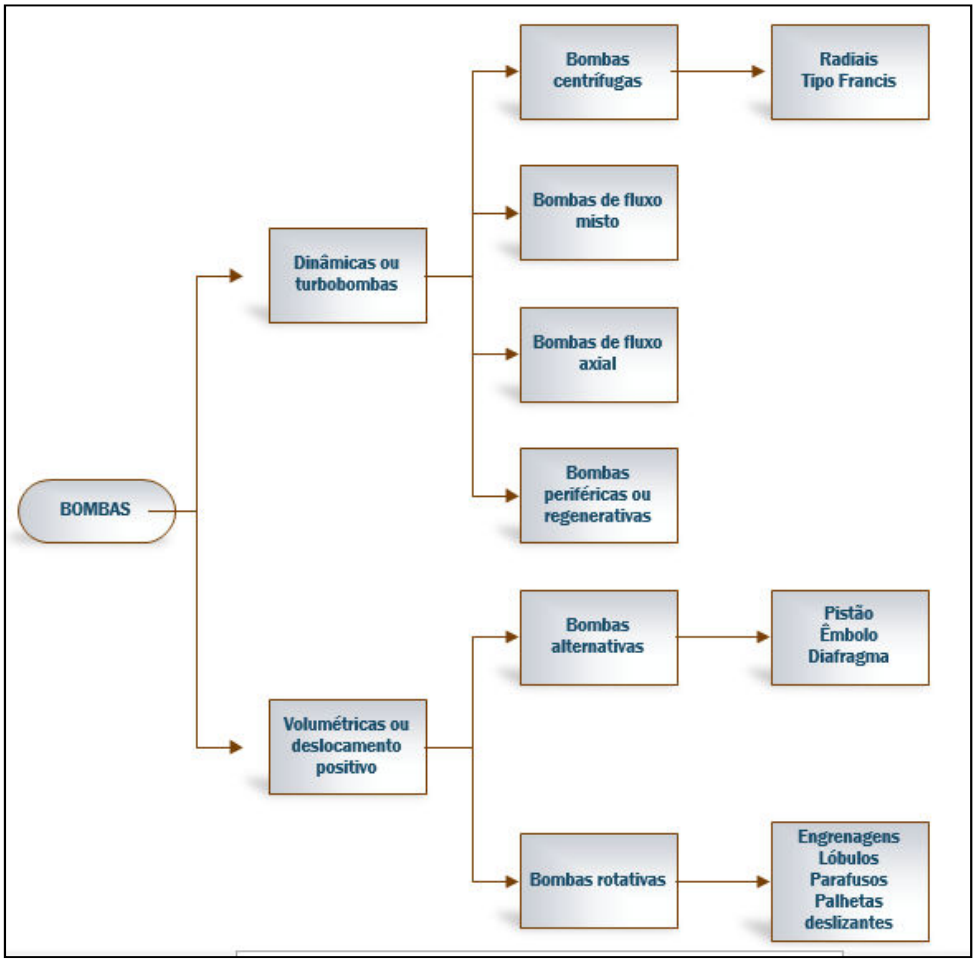


Figura 2.1 – Fluxograma – Tipos de bombas [1]

2.1.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DAS BOMBAS

A seguir serão apresentadas as principais características dos diversos tipos de bombas existentes.

2.1.2.1 BOMBAS DINÂMICAS OU TURBOBOMBAS

O fluido é movimentado devido à transferência de energia das partes móveis da bomba ao líquido.

Existem diversos tipos de turbobombas, e sua distinção é feita através da diferenciação da forma como o impelidor cede energia ao fluido e da orientação com que o fluido sai do impelidor.

2.1.2.1.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS

Nesse tipo de bomba, a energia cedida ao fluido é inicialmente sob forma de energia cinética. A alta rotação das pás "empurra" o fluido, aumentando assim sua velocidade. Posteriormente essa energia cinética é convertida, em grande parte, em energia de pressão. Isso se deve diretamente ao formato da carcaça da bomba, voluta. O aumento contínuo da área de sessão transversal ao deslocamento do fluido faz com que a velocidade de escoamento diminua, e assim aumentando a pressão do líquido. Na Figura 2.2 pode-se observar esquematicamente este tipo de bomba.

Bombas centrífugas são empregadas quando se deseja fornecer uma carga elevada ao fluido e para vazões baixas e médias.

Nas bombas centrífugas radiais, toda energia cinética obtida se dá devido à rotação do impelidor. A direção de saída do fluido é normal ao eixo. Estas bombas são também chamadas de bombas centrífugas puras.

Já a bomba do tipo Francis usa um impelidor com palhetas. Sua principal diferença em relação à bomba centrífuga vista anteriormente é quanto à característica de forma do impelidor, já que suas palhetas possuem curvatura em dois planos.

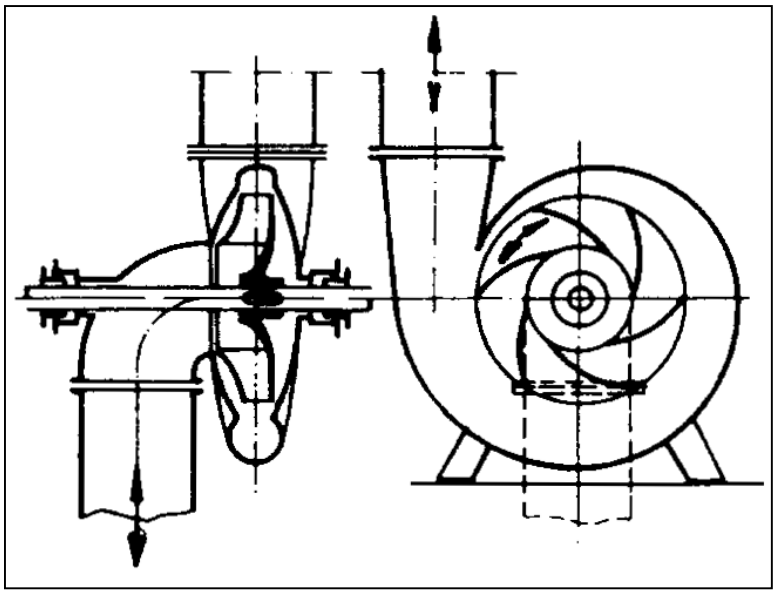


Figura 2.2 – Bomba Centrífuga [6]

2.1.2.1.2 BOMBAS DE FLUXO AXIAL

A energia é cedida ao fluido devido ao arrasto provocado pelo impelidor. Sendo assim, a direção de saída do líquido é paralela ao eixo. A Figura 2.3 mostra uma bomba desse tipo, elas são empregadas quando se deseja alta vazão e baixa pressão.

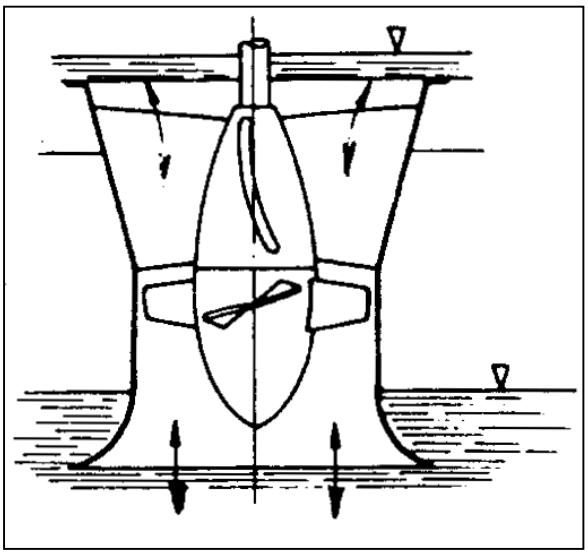


Figura 2.3 – Bomba de fluxo axial [6]

2.1.2.1.3 BOMBAS DE FLUXO MISTO

Nesse tipo de bombas, a energia é fornecida ao fluido tanto devido a forças de arrasto (característica das bombas de fluxo axial), quanto devido à força centrifuga (característica das bombas centrífugas radiais). Neste caso, a direção de saída do fluido é em uma posição intermediária em relação à entrada, ficando entre 90° e 180°. Na Figura 2.4 pode-se ver um caso geral de como é a construção de um impelidor de fluxo misto.

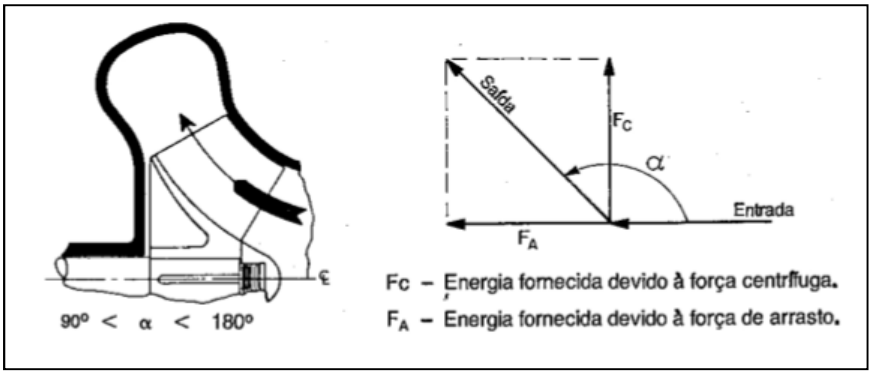


Figura 2.4 – Impelidor de fluxo misto [1]

2.1.2.1.4 BOMBAS PERIFÉRICAS OU REGENERATIVAS

As bombas periféricas são aquelas em que o fluido é arrastado através de um impelidor com palhetas em sua periferia.

2.1.2.2 VOLUMÉTRICAS OU DE DESLOCAMENTO POSITIVO

Diferente das turbobombas, as bombas volumétricas fornecem energia sob forma de pressão diretamente ao fluido. A movimentação do fluido esta diretamente associada ao movimento do dispositivo mecânico da bomba. A nomenclatura utilizada, volumétrica, é devido à natureza do deslocamento. O líquido, sucessivamente, enche e depois é expulso de espaços com volume determinado no interior da bomba. A vazão média desse tipo de bomba é constante. Desde que mantidas na mesma velocidade.

2.1.2.2.1 BOMBAS ALTERNATIVAS

São normalmente especificadas quando o trabalho desejado requer cargas elevadas de pressão e baixas vazões.

- Bombas alternativas de pistão:

O deslocamento do líquido se dá através do movimento alternativo de um pistão dentro de um cilindro. A Figura 2.5 apresenta uma vista em corte de uma bomba alternativa de pistão. Seu funcionamento se dá da seguinte maneira:

I. Sucção: O movimento do pistão faz com que a pressão no interior do cilindro seja reduzida e, desta forma, a válvula de admissão se abre e o líquido preenche a cavidade. Ao mesmo tempo, a válvula de recalque se mantém fechada, pois a pressão externa é maior que a pressão interna;
II. Descarga: Devido ao movimento giratório do virabrequim, no qual o pistão está acoplado, seu curso tem o sentido invertido e, à medida que o pistão retorna ao ponto máximo do seu curso, a pressão interna aumenta até o momento em que a válvula de recalque é aberta e o fluido é liberado.

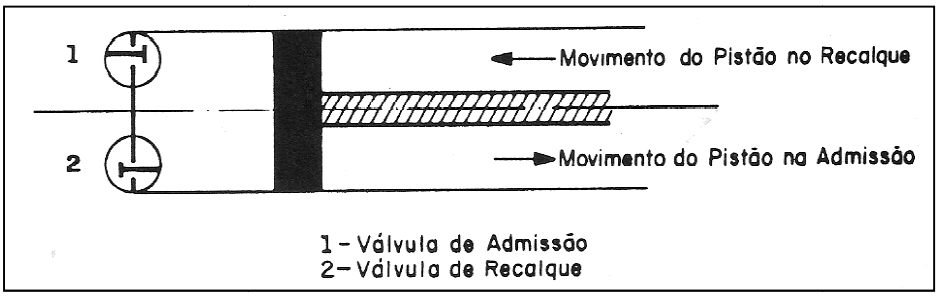


Figura 2.5 – Esquema de uma bomba alternativa de pistão [1]

- Bombas alternativas de êmbolo:

A Figura 2.6 apresenta uma bomba deste tipo, seu princípio de funcionamento é idêntico ao das alternativas de pistão. Sua principal distinção é devido ao aspecto construtivo do órgão que atua no líquido. Esse tipo de bomba é recomendado para serviços de pressões mais elevadas, necessitando de componentes mais resistentes.

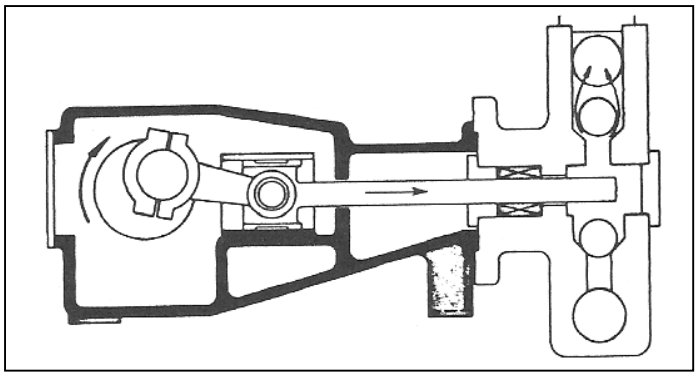


Figura 2.6 – Bomba alternativa de êmbolo [1]

- Bombas alternativas de diafragma:

O órgão que promove a energia do fluido é uma membrana acionada por uma haste com movimento alternativo. Seu funcionamento também é semelhante às bombas alternativas de pistão, sendo a membrana o elemento que atua aumentando e diminuindo a pressão na câmara.

Uma característica importante deste tipo de bomba é sua capacidade de variar a quantidade de volume aspirado, uma vez que é possível alterar o curso da haste que controla o diafragma. A Figura 2.7 apresenta um esquema deste equipamento.

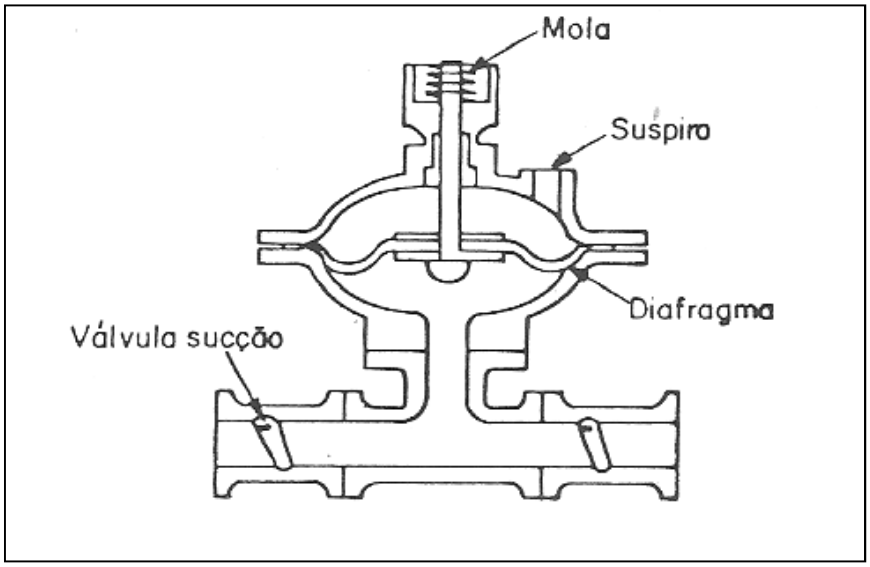


Figura 2.7 – Bomba alternativa de diafragma

2.1.2.3 BOMBAS ROTATIVAS

As bombas rotativas podem ser de engrenagens (Figura 2.8), de lóbulos ou de parafusos. O princípio de funcionamento é basicamente o mesmo. O fluido é deslocado devido à rotação das partes móveis através dos espaços formados entre elas. A vazão, apesar de pequena, é constante e a pressão fornecida ao fluido é de média a alta.

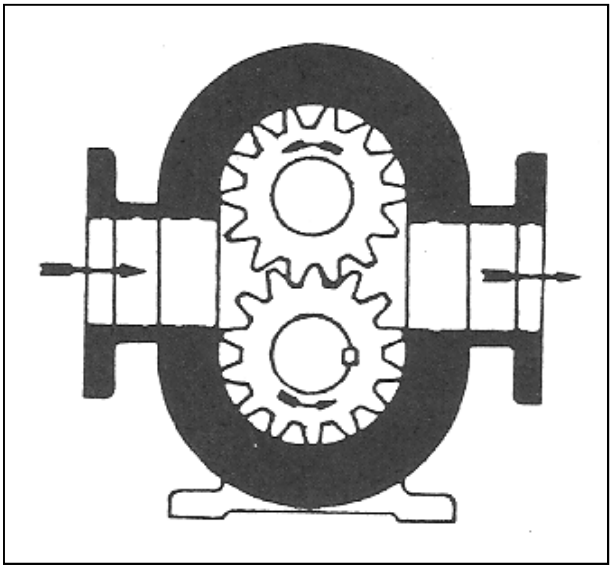


Figura 2.8 – Bomba rotativa de engrenagem

2.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DAS BOMBAS DINÂMICAS

Para uma melhor compreensão sobre o funcionamento, serão apresentados os principais componentes de uma bomba dinâmica. Na Figura 2.9 são mostrados dois cortes em uma bomba centrífuga e seus respectivos componentes.

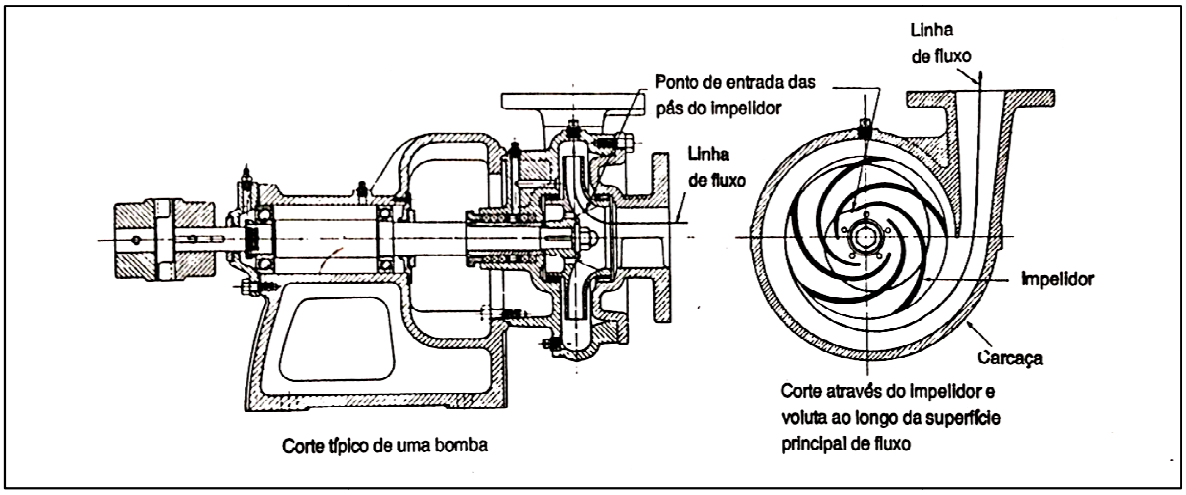


Figura 2.9 – Esquema de uma bomba centrifuga

Impelidor: Impulsiona o liquido através de palhetas ou pás.

Carcaça: Envolve o impelidor e contém o líquido. Este componente é de fundamental importância na transformação da energia cinética em energia de pressão do fluido.

Para o correto funcionamento, é necessário que a carcaça esteja cheia do líquido que será bombeado. Uma vez em movimento de rotação, o líquido é impulsionado ao longo das pás do impelidor até atingir sua periferia. Isso faz com que o líquido ganhe velocidade e que uma zona de baixa pressão seja gerada na região central. Essa zona de baixa pressão será a responsável por succionar o líquido que se encontra a montante da bomba, criando assim a condição de fluxo contínuo.

O fluxo contínuo gerado irá fazer com que o fluido à alta pressão na periferia seja deslocado para frente. Sendo a função da bomba aumentar a pressão do líquido no sistema, é necessário que a área transversal da carcaça aumente ao longo do trajeto do fluido. Isso causará uma queda na velocidade e aumento de pressão (teorema de Bernoulli).

O aumento progressivo de área na carcaça pode ser obtido de duas formas:

- Carcaça em voluta (Figura 2.10): Neste caso, a voluta tem como principal função acomodar, de maneira uniforme, a corrente líquida gerada pelo impelidor. O aumento de pressão não é significativo até que o fluido atinja o ponto “a”. Caso o aumento de pressão ocorresse ao longo de toda a carcaça, o perfil de pressões não seria uniforme,

isso acarretaria em um esforço mecânico desbalanceado no eixo e, consequentemente nos mancais.

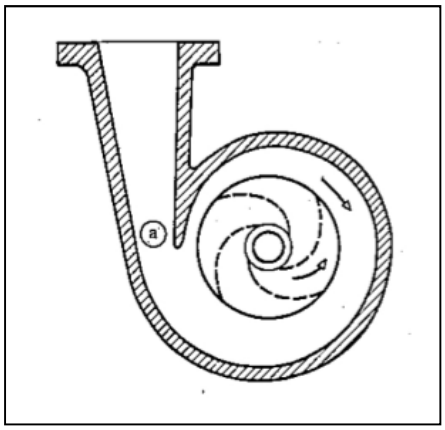


Figura 2.10 – Vista em corte da voluta

- Carcaça com pás difusoras (Figura 2.11): Possui um conjunto de pás fixas à carcaça criando um canal divergente que é responsável por todo o ganho de pressão. O equilíbrio de forças se dá devido à simetria radial que estas pás proporcionam.

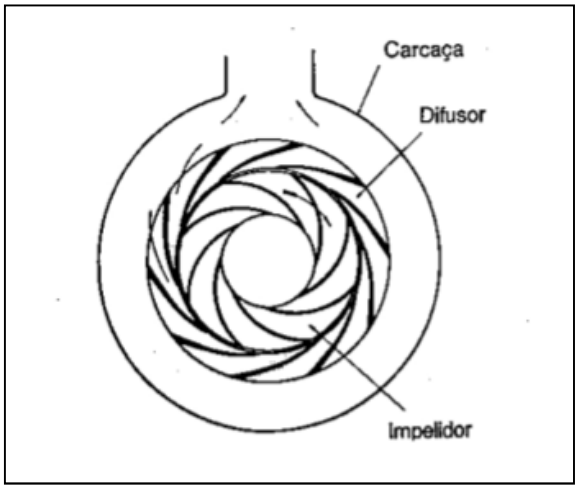


Figura 2.11 – Vista em corte da carcaça com pás difusoras

2.3 PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

Algumas propriedades dos fluidos são essenciais para o estudo e seleção de bombas. Dentre elas estão:

2.3.1 MASSA ESPECÍFICA (ρ)

É a quantidade de massa presente em um determinado volume de fluido. No S.I, a unidade utilizada é $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$. [1]

2.3.2 VOLUME ESPECÍFICO (υ_e)

É o volume ocupado pela unidade de massa. É o inverso da massa específica. Sua unidade do S.I. é $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$. [1]

2.3.3 PESO ESPECÍFICO (γ)

É a razão entre o peso e a unidade de volume. A unidade utilizada no S.I. é $\left[\frac{N}{m^3}\right]$.

Pode ser representado pela seguinte relação:

$$\gamma = \rho * g$$

Onde:

$\rho -$ Massa específica da substância

$g - Aceleração\ da\ gravidade$

2.3.4 DENSIDADE (d)

É a razão entre a massa específica da substância de interesse e a massa específica de uma substância de referência em condições padrão. Para substâncias em estado líquido ou sólido a substância de referência é a água. Já para substâncias no estado gasoso a substância de referência é o ar.

As condições padrão para aquisição das propriedades da substância padrão, de acordo com as normas API, são as seguintes:

Pressão - atmosférica ao nível do mar

Temperatura - 4°C

$$d = \frac{\rho_{fluido}}{\rho_{água\ 4°C}}$$

2.3.5 PRESSÃO DE VAPOR (P_v)

É a pressão parcial do vapor em contato com o líquido saturado a uma dada temperatura. Quando a pressão em um líquido é reduzida abaixo da pressão de vapor, o líquido pode passar abruptamente para fase vapor. [3]

É de fundamental importância uma maior atenção à pressão ao longo de todo o sistema. Veremos mais a frente que as consequências da formação de bolhas na região da entrada da bomba é muito prejudicial ao seu correto funcionamento e vida útil. Devido à ocorrência do fenômeno da cavitação, que será abordado mais adiante.

2.4 ESCOAMENTO NO INTERIOR DE DUTOS

Parte importante no estudo de sistema de bombeamentos é o conhecimento do escoamento em tubos e dutos. Nesta sessão serão abordados os principais conceitos de mecânica dos fluidos necessários para o dimensionamento e seleção de bombas.

O regime de escoamento pode ser caracterizado como Laminar ou Turbulento através do número de Reynolds (Re). Re é um número adimensional que correlaciona grandezas inerciais com grandezas viscosas, calculado pela equação (1):

$$Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} \tag{1}$$

Onde:

$\rho - Massa\ específica\ do\ fluido$

$\bar{V} -\ Velocidade\ do\ escoamento$

$D - Diâmetro\ do\ duto$

$\mu - Viscosidade\ absoluta\ do\ fluido$

Se Re < 2300, o escoamento é laminar,

Se 2300 < Re < 4000, considera-se o escoamento em uma região de transição laminar-turbulento,

Se Re > 4000, o escoamento é turbulento.

2.4.1 TEOREMA DE BERNOULLI

Princípio da conservação de energia

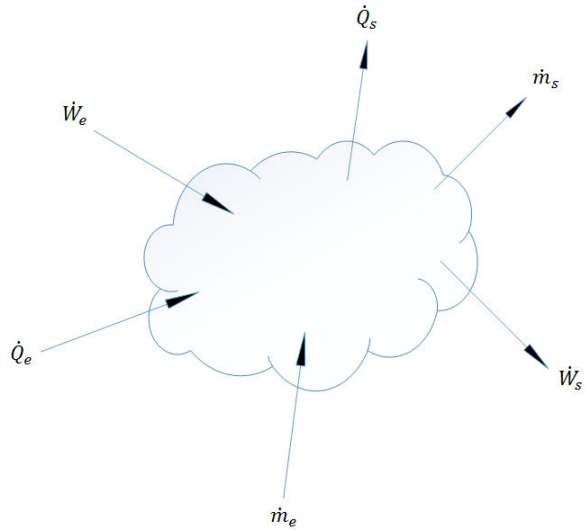


Figura 2.12 – Desenho esquemático de um volume de controle

Balanço de energia de um volume de controle (Figura 2.12):

$$\frac{dE\ v_c}{dt} = \sum \dot{Q} - \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_e\,(h + e_x)_e - \sum \dot{m}_s\,(h + e_x)_s$$

Sabe-se que:

h : Entalpia específica: $h = u + pv_e = u + \frac{P}{\rho}$

e_x: Energia específica: $e_x = Z * g + \frac{V^2}{2}$

Considerando regime permanente - $\frac{dE\ v_c}{dt} = 0$

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_s\,(h + e_x)_s - \sum \dot{m}_e\,(h + e_x)_e$$

Para um dado volume de controle e levando em conta a conservação de massa do sistema, temos:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_e = \dot{m}$$

Para fins de demonstração será considerado o sub-índice $_e$ (entrada) = 1 e o sub-índice $_s$ (saída) = 2

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \dot{m}\left[\sum (h + e_x)_2 - \sum (h + e_x)_1\right]$$

Dividindo a expressão por $\dot{m}$:

$$q - w = (h + e_x)_2 - (h + e_x)_1$$

$$q - w = (h_2 - h_1) + (Z_2 - Z_1) * g + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right)$$

Sabemos que:

$$dh = du + Pdv_e + v_e dp$$

Ao longo de todo o sistema não há realização de trabalho pelo fluido, então $w = 0$.

Supondo ainda que o fluido seja incompressível e o sistema reversível:

$$dq = du + Pdv_e \text{ e } dv_e = 0$$

Sendo assim:

$$dq = du \text{ e } dh + du + v_e dp$$

$$dh - v_e dp = (h_2 - h_1) + (Z_2 - Z_1) * g + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right)$$

Integrando o lado esquerdo do ponto um ao ponto dois, temos:

$$(h_2 - h_1) - v_e(P_2 - P_1) = (h_2 - h_1) + (Z_2 - Z_1) * g + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right)$$

Por fim, temos que:

$$\frac{P_1}{\rho} + Z_1 * g + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + Z_2 * g + \frac{V_2^2}{2} \implies \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g * Z = Constante$$

Onde:

P – Pressão

ρ – Massa específica do fluido

V – Velocidade de escoamento

g – Aceleração da gravidade

Z – Altura estática do fluido

Esta equação está sujeita às seguintes restrições já mencionadas acima:

1. Escoamento em regime permanente;
2. Ausência de atrito;
3. Escoamento ao longo de uma linha de corrente,
4. Escoamento incompressível.

2.4.2 PERDA DE CARGA

No item 2.4.1 foi abordado o Teorema de Bernoulli e as restrições às quais está submetido foram levantadas. Sendo assim, para que possa ser utilizado em condições reais, se faz necessária a adição de uma nova parcela a um dos lados da equação. Esta parcela, h_f, irá levar em conta as perdas sofridas durante o escoamento entre um ponto e outro do sistema.

$$\frac{P_1}{\rho} + Z_1 * g + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + Z_2 * g + \frac{V_2^2}{2} + h_f$$

A perda de carga sofrida ao longo do trajeto do fluido representa a energia por unidade de peso perdida no trecho da tubulação que está sendo analisada.

Esta parcela da equação esta subdividida em duas partes. Perda de carga normal, h_{fn}, que computa a dissipação da energia do fluido ao longo dos trechos retos de tubulação, e perda de carga localizada, h_{fL}, que leva em conta os acessórios presentes ao longo do sistema.

A perda de carga no sistema pode ser determinada de diversos métodos diferentes. Neste trabalho, o método utilizado foi o do comprimento equivalente, que consiste em se estabelecer uma relação entre os acessórios utilizados ao longo da linha e o quanto de tubulação linear seria necessário para se obter a mesma perda de carga. Esses valores são tabelados, a Figura 2.13 [1] a seguir fornece esses valores para joelhos, curvas e T's. Os comprimentos equivalentes para reduções e ampliações de diâmetro, entrada e saída e válvulas são mostrados na Figura 2.14 e Figura 2.15.[1]

Diâmetro nominal (In.)	Joelho (3) 90°		Curvas (3) 90°		T		Curvas em gomos		
	Raio curto R = 1D	Raio longo R = 1,5D	R = 5D	R = 10D	Fluxo pelo ramal	Fluxo direto			
1 1/2	4.5 (1,37)	3 (0,91)	2.5 (0,76)	4 (1,22)	8 (2,44)	3 (0,91)			
2	5.25 (1,60)	3.5 (1,07)	3 (0,91)	5 (1,52)	11 (3,35)	3.5 (1,07)			
2 1/2	6 (1,83)	4 (1,22)	3.5 (1,07)	6 (1,83)	13 (3,96)	4 (1,22)			
3	7.5 (2,29)	5 (1,52)	4 (1,22)	7.5 (2,29)	16 (4,88)	5 (1,52)			
4	10.5 (3,20)	7 (2,13)	5.5 (1,68)	10 (3,05)	20 (6,10)	7 (2,13)			
6	15 (4,57)	10 (3,05)	8.5 (2,59)	15 (4,57)	30 (9,15)	10 (3,05)			
8	21 (6,40)	14 (4,27)	11 (3,35)	20 (6,10)	40 (12,20)	14 (4,27)			
10	24 (7,32)	16 (4,88)	14 (4,27)	25 (7,62)	50 (15,24)	16 (4,88)			
12	32 (9,76)	21 (6,40)	16 (4,88)	30 (9,15)	60 (18,29)	21 (6,40)	60 (18,29)	30 (9,15)	24 (7,32)
14	33 (10,06)	22 (6,71)	19 (5,79)	33 (10,06)	65 (19,82)	22 (6,71)	65 (19,82)	34 (10,37)	27 (8,23)
16	39 (11,89)	26 (7,93)	21 (6,40)	38 (11,59)	75 (22,87)	26 (7,93)	75 (22,87)	38 (11,59)	30 (9,15)
18	44 (13,41)	29 (8,84)	24 (7,32)	42 (12,80)	86 (26,22)	29 (8,84)	86 (26,22)	42 (12,80)	36 (10,98)
20	48 (14,63)	32 (9,76)	27 (8,23)	50 (15,24)	100 (30,49)	32 (9,76)	100 (30,49)	50 (15,24)	39 (11,89)
22	53 (16,16)	36 (10,98)	30 (9,15)	55 (16,77)	110 (33,54)	36 (10,98)	110 (33,54)	56 (17,07)	45 (13,72)
24	57 (17,38)	38 (11,59)	32 (9,76)	60 (18,29)	120 (36,59)	38 (11,59)	120 (36,59)	60 (18,29)	48 (14,63)
30	75 (22,87)	50 (15,24)	40 (12,20)	75 (22,87)	155 (47,26)	50 (15,24)	155 (47,26)	76 (23,17)	60 (18,29)
36	90 (27,44)	60 (18,29)	50 (15,24)	90 (27,44)	180 (54,88)	60 (18,29)	180 (54,88)	96 (29,27)	75 (22,87)
42	105 (32,01)	70 (21,34)	56 (17,07)	101 (30,79)	210 (64,02)	70 (21,34)	210 (64,02)	108 (32,93)	84 (25,61)
48	120 (36,59)	80 (24,39)	62 (18,90)	120 (36,59)	250 (76,22)	80 (24,39)	250 (76,22)	120 (36,59)	93 (28,35)
52	135 (41,16)	90 (27,44)	72 (21,95)	130 (39,63)	260 (79,27)	90 (27,44)	260 (79,27)	140 (42,68)	108 (32,93)

Figura 2.13 – Comprimento equivalente de acessórios em função do diâmetro [1]

Diâmetros Nominais (Polegada) d_1	d_2	$d_2 \rightarrow d_1$ / $d_2 \rightarrow d_1$	$d_1 \rightarrow d_2$ / $d_1 \rightarrow d_2$
3/4	1/2	,6 (0,18)	,5 (0,15)
1	1/2	1,2 (0,37)	,7 (0,21)
	3/4	,6 (0,18)	,6 (0,18)
1 1/2	3/4	1,6 (0,49)	1,0 (0,30)
	1	1,2 (0,37)	,9 (0 27)
2	1	2,2 (0,67)	1,3 (0,40)
	1 1/2	1,3 (0,40)	1,3 (0,40)
3	1 1/2	3,8 (1,16)	2,4 (0,73)
	2	2,7 (0,83)	2,3 (0,70)
4	2	5 (1,52)	3,2 (0,98)
	3	3 (0,91)	3 (0,91)
6	3	8 (2,44)	5 (1,52)
	4	4 (1,22)	4 (1,22)
8	4	12 (3,66)	7 (2,13)
	6	7 (2,13)	7 (2,13)
10	4	15 (4,57)	8 (2,44)
	6	14 (4,27)	9,5 (2,90)
	8	6 (1,83)	6 (1,83)
12	6	19 (5,79)	12 (3,66)
	8	14 (4,27)	12 (3,66)
	10	6,5 (1,98)	6,5 (1,98)

Diâmetros Nominais (Polegada) d_1	d_2	$d_2 \rightarrow d_1$ / $d_2 \rightarrow d_1$	$d_1 \rightarrow d_2$ / $d_1 \rightarrow d_2$
14	6	22 (6,71)	14 (4,27)
	8	22 (6,71)	14 (4,27)
	10	15 (4,57)	13 (3,96)
	12	6 (1,83)	6 (1,83)
16	8	27 (8,23)	17 (5,18)
	10	23 (7,01)	17 (5,18)
	12	15 (4,57)	15 (4,57)
	14	7 (2,13)	7 (2,13)
18	10	30 (9,15)	19 (5,79)
	12	23 (7,01)	19 (5,79)
	14	15 (4,57)	15 (4,57)
	16	4 (1,22)	4 (1,22)
20	12	30 (9,15)	23 (7,01)
	14	21 (6,40)	19 (5,79)
	16	13 (3,96)	13 (3,96)
	18	5 (1,52)	5 (1,52)
24	16	30 (9,15)	25 (7,62)
	18	25 (7,62)	25 (7,62)
	20	12 (3,66)	12 (3,66)

Figura 2.14 – Comprimento equivalente para entrada e saída [1]

Diâmetro Nominal (Polegada)	Válvulas gaveta (abertura total)	Válvulas globo (2) (abertura total) 90°	60°	45°	Válvula de retenção: Portinhola	Válvula de retenção: Levantamento	Válvulas de esfera ou macho (abertura total)	Válvula de três vias (Área de abertura 80% da área tubo): Fluxo direto	Fluxo pelo ramal	Válvula borboleta (abertura total)	Diâmetro Nominal (Polegada)
1 1/2"	1.75(0,53)	46(14,02)	23(7,01)	18(5,49)	17(5,18)	20(6,10)	2.5(0,76)	6 (1,83)	20(6,10)	6(1,83)	1 1/2"
2"	2.25(0,69)	60(18,29)	30(9,15)	24(6,52)	22(6,71)	25(7,62)	3.5(1,07)	7.5(2,29)	24(7,32)	8(2,44)	2"
2 1/2"	2.75(0,84)	70(21,34)	38(11,59)	30(9,15)	27(8,23)	30(9,15)	4 (1,22)	9 (2,74)	30(9,15)	10(3,05)	2 1/2"
3"	3.5 (1,07)	90(27,44)	45(13,72	38(11,59)	35(10,67)	38(11,59)	5 (1,52)	12 (3,66)	36(10,98)	12(3,66)	3"
4"	4.5 (1,37)	120(36,59)	60(18,29)	48(14,63)	45(13,72)	50(15,24)	6.5(1,98)	15 (4,57)	48(14,63)	15(4,57)	4"
6"	6.5 (1,98)	175(53,35)	88(26,83)	72(21,95)	65(19,82)	75(22,87)	10 (3,05)	22 (6,71)	70(21,34)	23(7,01)	6"
8"	9 (2,74)	230(70,12)	120(36,59)	95(28,96)	90(27,44)	100(30,49)	13 (3,96)	30 (9,15)	95(28,96)	27(8,23)	8"
10"	12 (3,66)	280(85,37)	150(45,73)	130(39,63)	120(36,59)	130(39,63)	16 (4,88)	38 (11,59)	120(36,59)	35(10,67)	10"
12"	14 (4,27)	320(97,56)	170(51,85)	145(44,21)	140(42,68)	150(45,73)	19 (5,79)			40(12,20)	12"
14"	15 (4,57)	380(115,85)	190(57,93)	160(48,76)	150(45,73)	170(51,83)	20 (6,10)			45(13,72)	14"
16"	17 (5,18)	420(128,05)	220(67,07)	180(54,88)	170(51,83)	190(57,93)	22 (6,71)			50(15,24)	16"
18"	18 (5,49)	480(146,34)	250(76,22)	205(62,50)	180(54,88)	210(64,02)	24 (7,32)			58(17,68)	18"
20"	20 (6,10)	530(161,59)	290(88,41)	240(73,17)	200(60,98)	240(73,17)	27 (8,23)			64(19,51	20"
22"	25 (7,62	580(176,83)	300(91,46)	255(77,74)	240(73,17)	260(79,27)	30 (9,15)			70(21,34)	22"
24"	32 (9,76)	630(192,07)	330(100,61)	270(82,32)	250(76,22)	290(88,41)	33 (10,06)			78(23,78)	24"
										100(30,49)	30"
										125(38,11)	36"
										145(44,21)	42"
										165(50,30)	48"
										175(53,35)	52"

Figura 2.15 – Comprimento equivalente para válvulas [1]

2.5 CAVITAÇÃO

A cavitação é um fenômeno físico que ocorre devido a uma queda de pressão do fluido atingindo sua pressão de vapor em qualquer ponto do sistema [1]. Esse acontecimento requer uma atenção maior quando for observado na entrada do olho do impelidor da bomba, esta atenção se faz necessária devido às consequências causadas como vibração, ruído e arrancamento de material da superfície das pás do impelidor

Existem duas maneiras de se explicar este fenômeno. A conceituação clássica utilizada leva em consideração apenas a pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento. Uma conceituação moderna leva em conta a resistência à tensão que o líquido suporta. Líquidos puros e homogêneos podem resistir a valores de pressão negativa ou tensão [1]. Em operações de bombeamento industriais dificilmente serão utilizados líquidos que não sejam uma mistura de duas ou mais substâncias e com o agravante de ocorrência de sólidos em suspensão ou até mesmo micro bolhas de gases dissolvidos. Estas impurezas funcionam como núcleos, ao se atingir valores críticos de pressão. Esses valores críticos se mostraram muito próximos aos valores de pressão de vapor do líquido bombeado [1].

3 DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO

3.1 SISTEMA

O sistema consiste em duas torres de destilação e um forno, que fica posicionado entre elas. Na Figura 3.1 é possível ver um esquema isométrico do sistema. O resíduo proveniente da primeira torre (torre de destilação atmosférica) deve ser bombeado até a segunda torre (torre de destilação a vácuo) passando pelo forno.

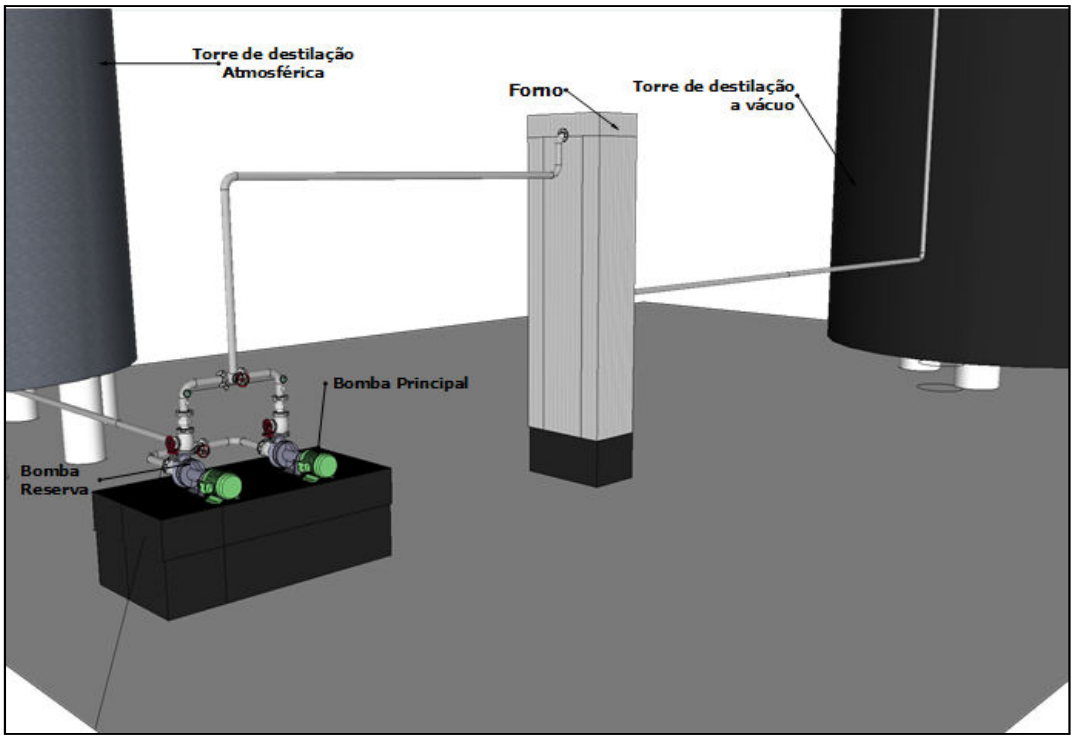


Figura 3.1 - Esquema Isométrico do sistema

3.2 PROPRIEDADES DO SISTEMA

A vazão desejada no sistema foi pré-determinada e está apresentada na Tabela 3.1 abaixo.

Tabela 3.1 – Vazão do sistema

Mínima	360 m³/h
Normal	720 m³/h
Máxima	792 m³/h

Os dados iniciais fornecidos para o dimensionamento estão listados na Tabela 3.2 e Tabela 3.3. Na Tabela 3.4 constam os dados locais.

Tabela 3.2 – Dados iniciais do sistema – a montante da bomba

Pressão na torre de destilação atmosférica (Torre 1) – $\boldsymbol{P_{atm}}$	1,8 kgf/cm²g	176518,8 Pa
Cota altura mínima Torre 1*	8,15 m	
Cota altura máxima Torre 1*	12,15 m	
Altura da entrada da bomba em relação ao chão	1,5 m	
Densidade do óleo - $\boldsymbol{\rho}$	808,1 kg/m³	
Viscosidade do óleo - $\boldsymbol{\mu}$	1,44 cP	0,00144 Pa.s
Peso específico do óleo - $\boldsymbol{\gamma}$	7927,46 kg/m².s²	
Pressão de vapor do óleo - $\boldsymbol{P_v}$	2,83 kgf/cm².a	277526,8 Pa
ΔP na válvula de controle	1,5 kgf/cm²	147099 Pa

*cotas retiradas do desenho da torre (Anexo I e Anexo II) correspondendo aos níveis de líquido da torre

Tabela 3.3 – Dados iniciais do sistema – A jusante da bomba e do forno

Pressão na torre de destilação a vácuo (Torre 2) - $\boldsymbol{P_{vácuo}}$	38 mmHg abs	5066,16 Pa
ΔP no forno – Vazão máxima	3,4 kgf/cm²	333424,4 Pa
Densidade do óleo - $\boldsymbol{\rho}$	800 kg/m³	
Altura da entrada do óleo na Torre 2*	27,786 m	
Viscosidade do óleo - $\boldsymbol{\mu}$	1,13 cP	0,00113 Pa.s
Peso específico do óleo - $\boldsymbol{\gamma}$	7848 kg/m².s²	

*cotas retiradas do desenho da torre (Anexo I e Anexo II) correspondendo aos níveis de líquido da torre

Tabela 3.4 – Dados locais

Gravidade	9,81 m/s²
Pressão Atmosférica	101325 Pa

4 DIMENSIONAMENTO

Para o correto dimensionamento do sistema foram consideradas as situações mais críticas de projeto. Sendo assim, a coluna de líquido no vaso de sucção é a mínima possível e, para que a perda de carga calculada seja a máxima, a vazão de óleo através da tubulação foi considerada máxima. A altura da coluna de líquido no vaso de descarga é constante.

4.1 DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO

Sabendo que a vazão máxima do sistema é de 792m³/h (0,22m³/s) e de posse da Tabela 4.1 abaixo, que apresenta recomendações de velocidade de escoamento, será determinado o diâmetro da tubulação do sistema.

Tabela 4.1 - Recomendação de velocidades de escoamento

Velocidades econômicas [m/s]					
Água doce:	Redes em cidades	1 a 2	**Ar comprimido:**		15 a 20
	Redes em instalações industriais	2 a 3	**Hidrocarbonetos (instalações industriais):**	Líquidos (linhas de sucção)	1 a 2
	Alimentação de caldeiras	4 a 8		Líquidos (outras linhas)	1.5 a 2.5
	Sucção de bombas	1 a 1.5		Gasosos	25 a 30
			Água salgada:	Tubos de aço com revestimento	1.5 a 2.5
Vapor:	Até 2 kg/cm² (saturado)	20 a 40		Tubos de latão	1.5 (máx)
	2 a 10 kg/cm²	40 a 60		Tubos de metal	3 (máx)
	Mais de 10 kg/cm²	60 a 100	**Acetileno:**		20 a 25

(Elaborado a partir de: Silva Telles, Tabelas e gráficos para projetos de tubulações, 6ª edição)

Sendo assim,

- Linhas de sucção: a velocidade deve variar de 1 a 2 m/s
- Outras linhas (descarga): deve variar de 1,5 a 2,5 m/s

Para procedimento de cálculo foi considerado inicialmente a média das velocidades recomendadas (Tabela 4.2).

Tabela 4.2 – Velocidades de escoamento consideradas para cálculo

Velocidade de Escoamento - Sucção	1,5 m/s
Velocidade de Escoamento - Descarga	2 m/s

Na Tabela 4.3 constam os diâmetros padronizados na indústria. O uso desta tabela foi com o objetivo de facilitar a seleção, de forma que fosse mais economicamente viável a aquisição de equipamentos e acessórios.

Tabela 4.3 - Diâmetros padronizados de tubulação

6	in	0,1524	m
8	in	0,2032	m
10	in	0,254	m
12	in	0,3048	m
14	in	0,3556	m
16	in	0,4064	m
18	in	0,4572	m
20	in	0,508	m
24	in	0,6096	m

Sabe-se que:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4 * Q}{\pi * D^2} \tag{1}$$

Então:

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * v}} \tag{2}$$

Utilizando (2), para Sucção, tomando a velocidade de escoamento de 1,5 m/s, temos:

$$D_{sucção} = 0{,}432\ m$$

De acordo com a Tabela 4.3, o primeiro diâmetro padronizado imediatamente superior é:

- 18 in (0,4572 m)

Analogamente para descarga:

$$D_{Descarga} = 0{,}374\ \text{m}$$

De acordo com a Tabela 4.3, o primeiro diâmetro padronizado imediatamente superior é:

- 16 in (0,4064 m)

Na Tabela 4.4 abaixo estão discriminados os diâmetros obtidos.

Tabela 4.4 - Diâmetro da tubulação

Diâmetro – Sucção	18 in – 0,4572 m
Diâmetro – Descarga	16 in – 0,4064 m

Uma vez determinado o diâmetro da tubulação, é necessário recalcular a velocidade de escoamento.

Utilizando a equação (1) tem-se que:

- Velocidade na sucção = 1,34 m/s
- Velocidade na descarga = 1,7 m/s

O material da tubulação do sistema será considerado como sendo de aço comercial.

4.2 DETERMINAÇÃO DO *HEAD* ESTÁTICO DO SISTEMA

Na Tabela 4.5 constam as medidas de cota obtidas de acordo com os desenhos (Anexo I e Anexo II) da torre de destilação atmosférica e da torre de destilação a vácuo.

Tabela 4.5 – Cota máxima e mínima da coluna de óleo nas torres de destilação

	Torre atmosférica	**Torre a vácuo**
Cota mínima	8,15 m	--
Cota máxima	12,15 m	27,786 m

Para cálculos preliminares a altura da linha média do bocal da bomba foi considerada como sendo de 1,5 m, e situação mais crítica do sistema quando a altura de óleo no reservatório de sucção é mínima e a altura no reservatório de descarga é máxima.

$$H_{estático} = \left(\frac{P_{vácuo} - P_{Torre-atm}}{\gamma}\right) + (Z_d - Z_s) = H_{d-estático} - H_{s-estático} \quad (5)$$

$Head_{s-Estático}$ e $Head_{d-estático}$ podem ser calculados utilizando as equações (6) e (7)

$$H_{s-Estático} = \frac{Ps}{\gamma} + Z_s = 28{,}92\ m \quad (6)$$

$$H_{d-Estático} = \frac{Ps}{\gamma} + Z_d = 14{,}02\ m \quad (7)$$

Logo,

$$H_{estático} = -14{,}9\ m$$

Esse resultado deixa claro que seria possível que o sistema funcionasse sem a necessidade do uso de bombas. Porém esse funcionamento estaria limitado a uma dada vazão. Nos próximos itens será determinada a curva do sistema e essa limitação ficará clara.

Para cálculo da curva do sistema será necessário se determinar a perda de carga ao longo de toda tubulação e acessórios. Existem várias maneiras de se calcular a perda de carga, neste trabalho foi utilizado o método do comprimento equivalente. Este método consiste em estabelecer uma relação entre a perda de carga do acessório utilizado na linha e determinar um comprimento de tubulação reta que produziria a mesma perda de energia no sistema.

4.3 DETERMINAÇÃO DA CURVA DE *HEAD* NA SUCÇÃO - H_s

4.3.1 Cálculo da perda de carga na linha de sucção.

A Tabela 4.6 indica os tipos e quantidades de acessórios presentes no sistema a montante da bomba.

Tabela 4.6 – Acessórios a montante da bomba

Acidentes	Quantidade
Válvula Gaveta (Válvula de bloqueio)	2
Filtro	1
Curva de 90 graus	2
"T"	1

*Comprimento livre –22,1 m.

Para o cálculo de Hs:

$$H_s = \frac{Ps}{\gamma} + Z_s - hf_s \tag{5}$$

Temos que,

$$hf_s = f_s * \left(\frac{Leq}{D_{sucção}}\right) * \left(\frac{V^2}{2 * g}\right) \tag{6}$$

A obtenção de f_s se da através do cálculo do Número de Reynolds e entrando com os valores de rugosidade relativa superficial da tubulação no Ábaco de Moody, apresentado na Figura 4.1 abaixo.

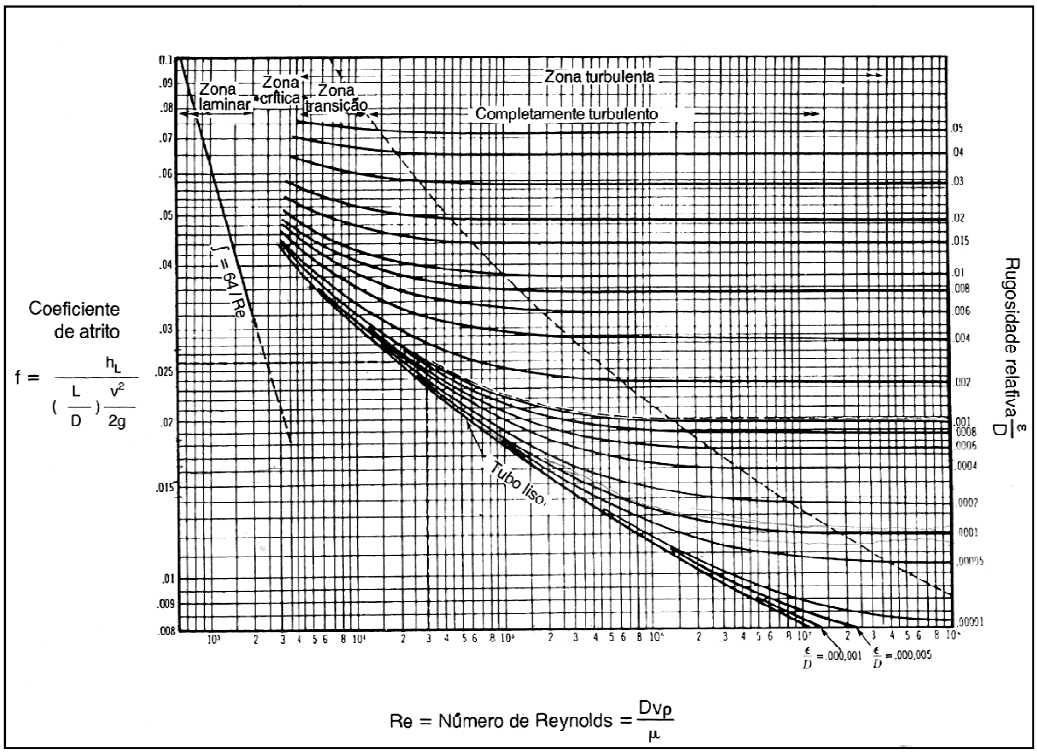


Figura 4.1 - Ábaco de Moody

$$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu} = 343828{,}6$$

Rugosidade relativa da Tubulação (D=18in) = 0,0001

$$f_s = 0{,}015$$

O comprimento equivalente dos acessórios da linha está descrito na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Comprimento equivalente dos acessórios a montante da bomba [1]

Acidentes/Diâmetro [in]	18
Válvula Gaveta (Válvula de Bloqueio) [m]	5,49
Curva de 90o [m]	12,8
"T" [m]	28

O comprimento equivalente de toda a tubulação é de 76,48 m.

A partir de (6), temos que,

$$hf_s = 0{,}2603\ m$$

Logo,

$$H_s = \frac{Ps}{\gamma} + Z_s - hf_s = 28{,}66\ m$$

4.4 DETERMINAÇÃO DO $NPSH_d$ NO SISTEMA

O NPSH disponível no sistema pode ser calculado da seguinte maneira:

$$NPSH_d = H_s - \frac{p_v}{\gamma} + \frac{p_{atm}}{\gamma} \tag{7}$$

Sabendo que a pressão de vapor do óleo à temperatura normal de operação é:

$$P_v = 277{,}5\ kPa$$

$$\boldsymbol{NPSH_d = 6{,}39\ m}$$

Pode-se observar que o $NPSH_d$ do sistema é o equivalente à:

(COLUNA DE LÍQUIDO) – (A PERDA DE CARGA AO LONGO DE TODA A LINHA DE SUCÇÃO)

Isso se deve ao fato do líquido estar em uma condição de saturação no vaso de sucção.

4.5 DETERMINAÇÃO DA CURVA DO SISTEMA NA SUCÇÃO

O *HEAD* estático do sistema na sucção é dado por:

$$Head_{s-Estático} = \frac{Ps}{\gamma} + Z_s = 28{,}92\ m$$

A Tabela 4.8 mostra os valores de vazão do sistema para cada faixa pré-determinada. Foram estipulados valores de vazão, variando de 0% a 110%.

Tabela 4.8 – Vazão do sistema

	Vazão [m³/h]	Vazão [m³/s]	Velocidade de escoamento [m/s]
0%	0	0	0,00
30%	216	0,06	0,37
50%	360	0,1	0,61
75%	540	0,15	0,91
100%	720	0,2	1,22
110%	792	0,22	1,34

A Tabela 4.9 contém os valores de número de Reynolds, fator de atrito, perda de carga e *HEAD* calculados para cada valor de vazão.

Tabela 4.9 – Perda de carga a montante da bomba

Perda de carga [m]		Vazão [m³/s]	Número de Reynolds	Fator de Atrito
hfs0	-	0	0,00E+00	-
hfs1	0,02	0,06	9,38E+04	0,018
hfs2	0,06	0,1	1,56E+05	0,0168
hfs3	0,13	0,15	2,34E+05	0,016
hfs4	0,22	0,2	3,13E+05	0,0155
hfs5	0,26	0,22	3,44E+05	0,015

De posse desses valores, foi gerada a Tabela 4.10 com os valores de *HEAD* em relação a cada vazão, e em seguida foi gerado o gráfico, apresentado na Figura 4.2.

Tabela 4.10 – Valores de *HEAD* para cada vazão do sistema na sucção

	***HEAD* [m]**	**Vazão [m³/h]**
Hest	28,92	0
Hfs1	28,89	216
Hfs2	28,86	360
Hfs3	28,79	540
Hfs4	28,69	720
Hfs5	28,66	792

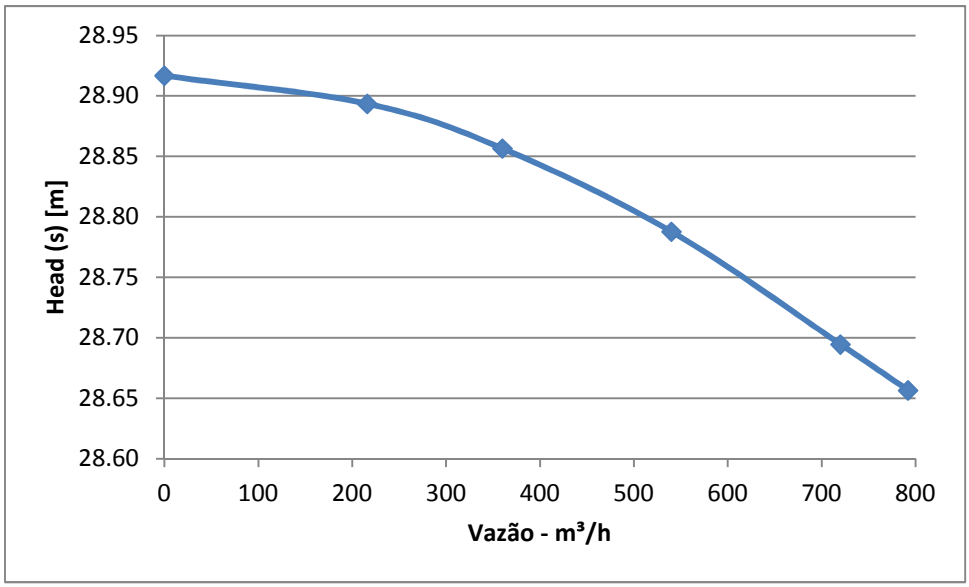


Figura 4.2 - Curva *HEAD*(s) x Vazão

4.6 DETERMINAÇÃO DA CURVA DO SISTEMA NA DESCARGA

A determinação das características do sistema no recalque da bomba foi dividida em duas partes, pois a presença do forno entre a saída da bomba e a entrada da torre de destilação a vácuo modifica as propriedades do óleo.

4.6.1 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA A MONTANTE DO FORNO

Na Tabela 4.11 e Tabela 4.12 foram discriminados os acessórios presentes ao longo da linha desde a saída da bomba até a entrada do forno, assim como seus comprimentos equivalentes.

Tabela 4.11 – Acessórios a jusante da bomba

Acidentes (antes do forno)	Quantidade
Válvula Gaveta (Válvula de bloqueio)	3
Válvula de retenção (Portinhola)	1
Curva de 90 graus	4
Fluxo pelo ramal	1

Comprimento livre de tubulação – 15,6 m

Tabela 4.12 – Comprimento equivalente dos acessórios – Antes do forno

Acidentes/Diâmetro	16 in
Válvula Gaveta (Válvula de Bloqueio) [m]	5,18
Válvula de retenção (Portinhola) [m]	51,83
Curva de 90º [m]	11,59
Fluxo pelo ramal	22,87

Além dos acessórios mencionados acima, o sistema possui uma válvula de controle que promove uma queda de pressão de 147,1 kPa.

Para o cálculo da perda de carga é necessário calcular o número de Reynolds correspondente à velocidade de escoamento.

$$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu} = 386807{,}2$$

A rugosidade relativa da tubulação é: 0,00012

O coeficiente de atrito, fs, de acordo com o ábaco de moody é: 0,015.

O ΔP da válvula de controle de 147,1 kPa (na vazão máxima) requer um *HEAD* de: 18,56 m.

$$hf_{Válvula\ de\ controle} = \frac{\Delta P}{\rho * g} = 18{,}56\ m$$

A Tabela 4.13 a seguir apresenta os valores considerados para o cálculo da perda de carga antes do forno.

Tabela 4.13 - Comprimento equivalente de tubulação a montante do forno

Comprimento livre de tubulação	15,60	m
Comprimento equivalente - acessórios	136,60	m
Comprimento equivalente Leq	152,20	m

A perda de carga a montante do forno pode ser determinada da seguinte maneira:

$$hf_{Antes\ do\ forno} = f_s * \left(\frac{Leq}{D_{descarga}}\right) * \left(\frac{V^2}{2 * g}\right) + hf_{Válvula\ de\ controle} = 19{,}35\ m$$

4.6.2 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA A JUSANTE DO FORNO

Para o cálculo da perda de carga a jusante do forno, foi utilizado o mesmo procedimento descrito anteriormente.

O número de Reynolds foi recalculado devido ao aquecimento sofrido pelo óleo ao passar pelo forno, alterando, assim, as propriedades do fluido. Desta forma:

$$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu} = 487981{,}61$$

A rugosidade relativa é a mesma do item anterior, 0,00012.

E o coeficiente de atrito, fs, obtido através do ábaco de Moody é: 0,0145.

Tabela 4.14 – Acessórios ao longo da tubulação a jusante do forno

Acidentes (Depois do forno)	Quantidade
Válvula Gaveta (Válvula de controle)	2
Válvula de retenção (Portinhola)	1
Curva de 90 graus	5

Para o dimensionamento deste sistema, a presença do forno foi considerada como mais um obstáculo a ser vencido pelo fluido. Desta maneira, foi levada em consideração a variação de temperatura e a perda de carga.

A variação de pressão sofrida pelo óleo ao passar pelo forno é de 333,4 kPa.

O ΔP do forno de 333,4 kPa na máxima vazão requer um *HEAD* de 42,49 m.

$$hf_{forno} = \frac{\Delta P}{\rho * g} = 42{,}49\ m$$

A Tabela 4.15 apresenta os valores obtidos para o cálculo da perda de carga antes do forno. A quantidade de acessórios consta na Tabela 4.14.

Tabela 4.15 – Comprimento equivalente de tubulação a jusante do forno

Comprimento livre de tubulação	56,01	m
Comprimento equivalente dos acessórios	120,14	m
Comprimento equivalente Leq total	176,15	m

A perda de carga a jusante do forno pode ser determinada da seguinte maneira:

$$hf_{Depois\ do\ forno} = f_s * \left(\frac{Leq}{D_{descarga}}\right) * \left(\frac{V^2}{2 * g}\right) + hf_{forno} = 43{,}44\ m$$

4.6.3 PERDA DE CARGA TOTAL A JUSANTE DA BOMBA

A perda de carga total calculada a jusante da bomba é dada por:

$$hf_d = hf_{Antes\ do\ forno} + hf_{Depois\ do\ forno} = 62{,}79\ m$$

4.7 DETERMINAÇÃO DA CURVA DO SISTEMA NA DESCARGA

O *HEAD* na descarga da bomba é obtido através da seguinte relação:

$$H_d = \frac{Pd}{\gamma} + Z_d + hf_d = 76{,}81\ m$$

O *HEAD* estático do sistema na descarga é obtido à vazão zero, logo não há o efeito da perda de carga ao longo da tubulação e acessórios.

$$H_{d-Estático} = \frac{Pd}{\gamma} + Z_d = 14{,}02\ m$$

A Tabela 4.16 mostra a vazão do sistema.

Tabela 4.16 – Vazão do sistema

	Vazão [m³/h]	Vazão [m³/s]	Velocidade de escoamento [m/s]
0%	0	0	0,00
30%	216	0,06	0,46
50%	360	0,1	0,77
75%	540	0,15	1,16
100%	720	0,2	1,54
110%	792	0,22	1,70

As perdas de carga na válvula de controle e no forno se comportam de maneira semelhante, variando com o quadrado da vazão de escoamento, obedecendo a seguinte relação:

$$\Delta P \propto Q^2$$

Atribuindo a esta relação uma constante de proporcionalidade linear, é possível se determinar o ΔP para cada vazão, e assim determinar a perda de carga.

Sendo assim, as perdas de carga na válvula de controle e no forno foram tratadas da seguinte forma:

$$\Delta P = k * Q^2$$

4.7.1 PERDA DE CARGA NA VÁLVULA DE CONTROLE:

$$\Delta P_{vc} = k_{vc} * Q^2 \rightarrow k_{vc} = 668631{,}82\ \frac{kg}{m^4 * s}$$

A Tabela 4.17 e a Figura 4.3 abaixo mostram a perda de carga na válvula à medida que a vazão do sistema varia.

Tabela 4.17 – Perda de carga na válvula de controle

Vazão [m³/h]	ΔP na válvula de controle [Pa]	Perda de carga [m]
0	0,00	0,00
216	10941,25	1,39
360	30392,36	3,87
540	68382,80	8,71
720	121569,42	15,49
792	147099,00	18,74

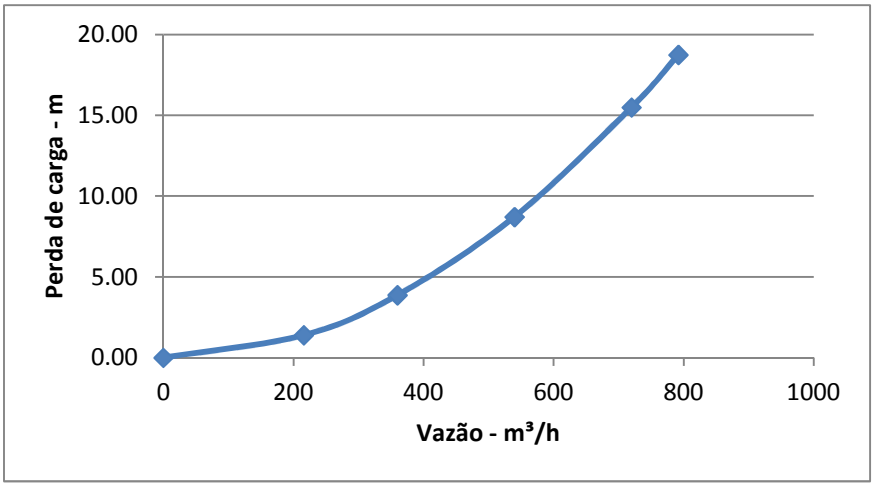


Figura 4.3 - Perda de carga na válvula de controle

4.7.2 PERDA DE CARGA NO FORNO:

$$\Delta P_f = k_f * Q^2 \rightarrow k_f = 1515565{,}46 \frac{kg}{m^4 * s}$$

A Tabela 4.18 e a Figura 4.4 a seguir, mostra a perda de carga no forno:

Tabela 4.18 – Perda de carga no forno

Vazão [m³/h]	ΔP no forno [Pa]	Perda de carga [m]
0	0,00	0,00
216	24800,16	3,16
360	68889,34	8,78
540	155001,01	19,75
720	275557,36	35,11
792	333424,40	42,49

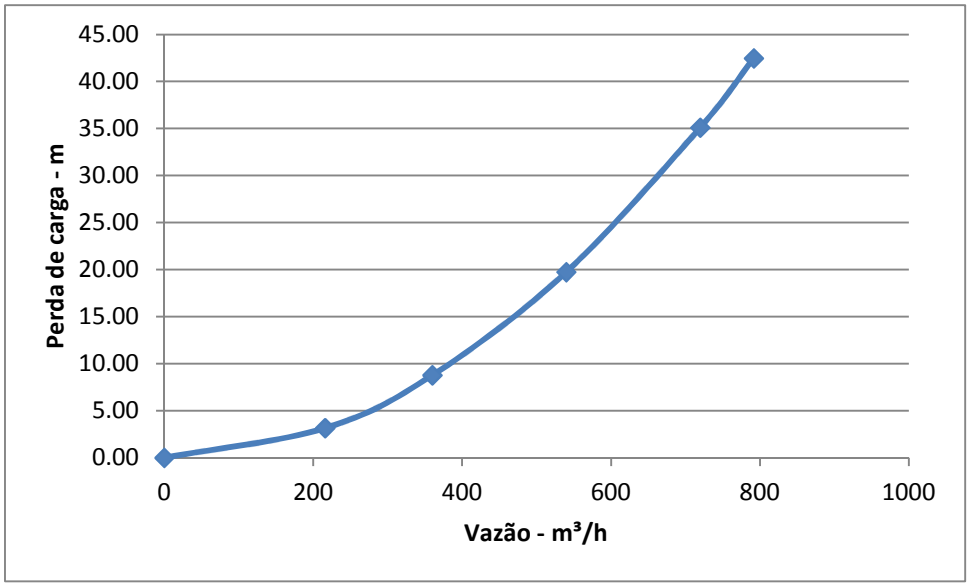


Figura 4.4 - Perda de carga no forno

Finalizados os cálculos, estão apresentados na Tabela 4.19 os valores totais de perda de carga para cada vazão.

Tabela 4.19 – Perda de carga a jusante da bomba

Perda de carga [m]		Vazão [m³/s]	Número de Reynolds	Fator de Atrito
hfs0	-	0	0,00	-
hfs1	4,70	0,06	115682,35	0,017
hfs2	13,05	0,1	192803,92	0,0165
hfs3	29,32	0,15	289205,88	0,0155
hfs4	52,06	0,2	385607,84	0,0149
hfs5	62,95	0,22	424168,63	0,0145

De posse desses valores, foi gerada a Tabela 4.20 com os valores de *HEAD* em relação a cada vazão, e em seguida foi gerado o gráfico de *HEAD* na descarga x Vazão, apresentado na Figura 4.5.

Tabela 4.20 – Valores de *HEAD* para cada vazão na descarga da bomba

	***HEAD* [m]**	**Vazão [m³/h]**
Hest	14.02	0
Hfd1	18.71	216
Hfd2	27.04	360
Hfd3	43.26	540
Hfd4	65.94	720
Hfd5	76.81	792

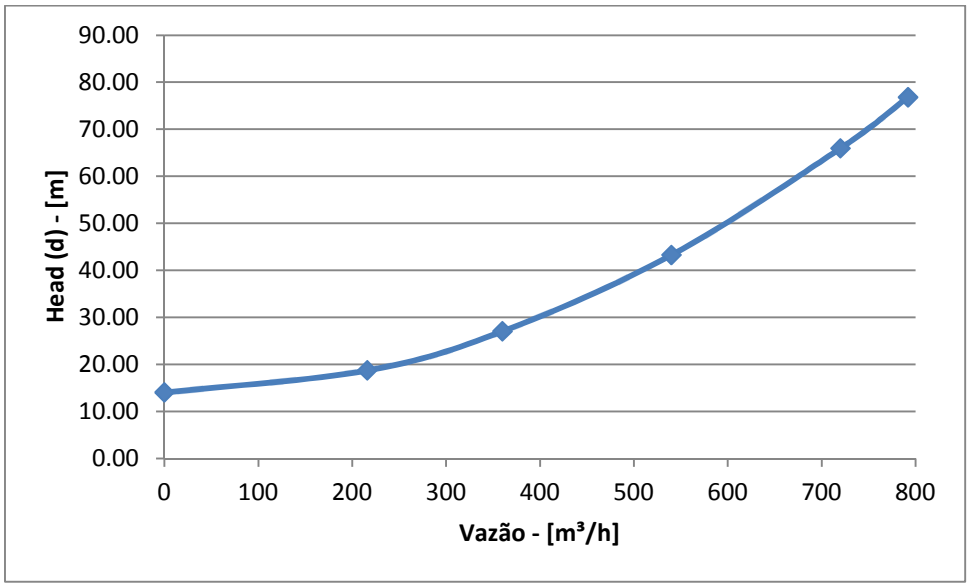


Figura 4.5 - Curva de *HEAD*(d) x Vazão

4.8 DETERMINAÇÃO DA CURVA DO SISTEMA

Por fim, para que a curva do sistema seja traçada, é necessário combinar os valores obtidos para a sucção com os valores obtidos para o recalque da bomba. A soma dos valores de *HEAD*(s) e *HEAD*(d) está apresentada na Tabela 4.21 e plotada na Figura 4.6.

Tabela 4.21 – *HEAD* x Vazão

Vazão [m³/h]	*HEAD* [m]
0	-14.90
216	-10.18
360	-1.81
540	14.49
720	37.28
792	48.19

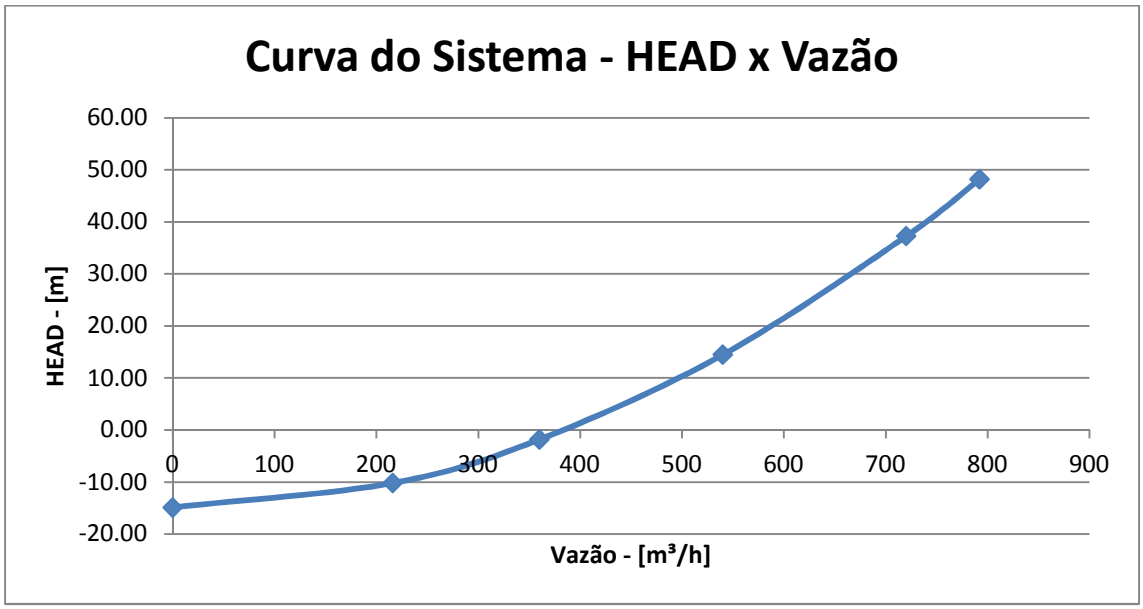


Figura 4.6 - Curva do Sistema - *HEAD* x Vazão

4.9 PRÉ–SELEÇÃO DA BOMBA

Nesta sessão, primeiramente serão abordados os critérios que são utilizados pela indústria para que seja realizada a melhor escolha dos equipamentos. Tais critérios, em sua maior parte, foram baseados na norma API 610. Outras recomendações foram retiradas do livro Bombas Industriais [1] e da norma Petrobras N-0553.

4.9.1 CRITÉRIOS DE SELEÇÃO

Antes de enumerar os critérios de seleção, será feita uma breve explicação das curvas de desempenho que são fornecidas junto aos equipamentos pelos fabricantes de bombas.

Usualmente as curvas apresentadas pelos fabricantes são as seguintes:

- *HEAD* x Vazão;
- NPSHr x Vazão;
- Potência x Vazão;
- Eficiência x Vazão;

A curva *HEAD* x Vazão pode ser apresentada de duas maneiras distintas. Uma em função da rotação da máquina e a outra em função do diâmetro do impelidor. Essa diferenciação se dá devido à maneira pela qual se deseja variar o ponto de operação do sistema. Evidentemente, variar o ponto de operação da bomba de acordo com a rotação é a maneira mais eficiente devido ao seu caráter dinâmico, porém exige utilização de um variador de frequência em seu motor elétrico ou de uma turbina a vapor, o que torna este conjunto ainda mais caro.

A Figura 4.7 é um exemplo de curva de desempenho em função do diâmetro do impelidor. Nela é possível se observar que há um ponto de operação ótimo, indicado por η_{max}, também conhecido como BEP – *Best Efficient Point* (Ponto de melhor eficiência). A eficiência do equipamento diminui ao se afastar deste ponto de duas maneiras, variação de vazão e/ou diâmetro. A variação do diâmetro pode ser observada através das linhas indicadas pelos índices d1, d2, d3 e d4.

Onde:

$$d1 > d2 > d3 > d4 \quad e \quad \eta_{max} > \eta_1 > \eta_2 > \eta_3$$

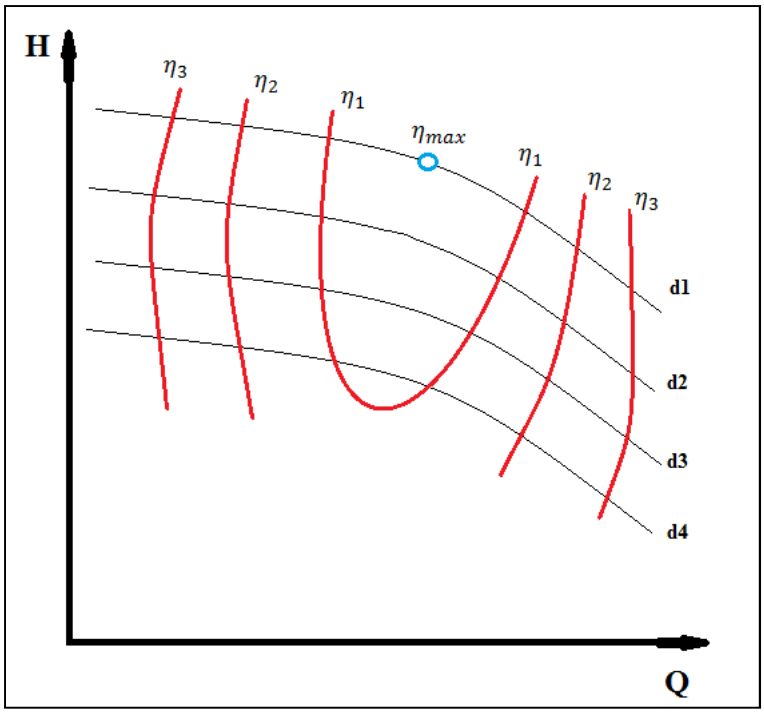


Figura 4.7 – Exemplo de curva de desempenho

Tipicamente este é o tipo de curva fornecido pelo fabricante. A Figura 4.8, a seguir, foi retirada de uma folha de dados fornecida pelo fabricante *FlowServe®*. Nela, além das características apresentadas acima, são fornecidos o NPSHr e a potência, ambos em função da vazão. Nela pode-se observar a presença de um elemento importante, MCSF – *Minimum Continuos Stable Flow* (Mínima vazão estável contínua). Este ponto de operação se refere à mínima vazão que a bomba pode operar sem exceder os limites de vibração e ruído estabelecidos pela norma API 610.

Uma recomendação importante é que o ponto de operação do sistema esteja preferencialmente situado à direita do BEP e o mais afastado possível do MCSF, desta forma é possível se controlar com maior facilidade o sistema como um todo. A faixa recomendada pela API 610 para o posicionamento do ponto de operação é entre 80% e 110% do BEP.

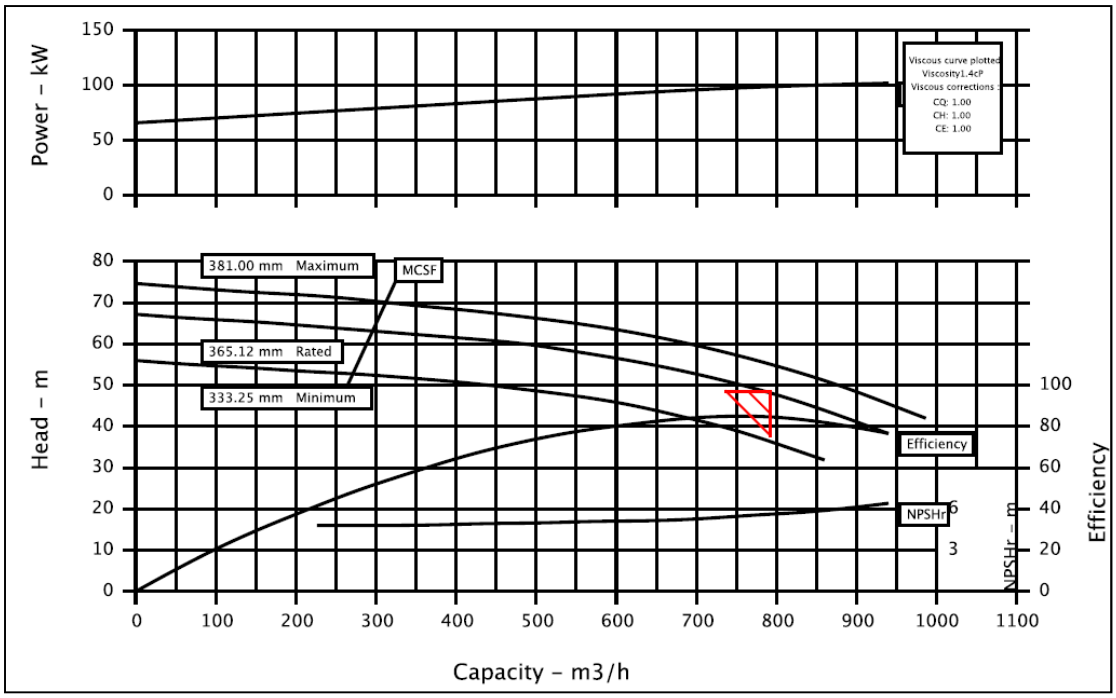


Figura 4.8 – Curvas de desempenho (Caso real)

(Fonte: http://www.*FlowServe*.com)

Como já mencionado anteriormente, para o correto dimensionamento e seleção de equipamento, é que alguns requisitos sejam atendidos. A seguir serão listados os critérios que serão levados em conta neste procedimento de seleção.

O principal fator a ser levado em consideração para uma melhor escolha do equipamento é a velocidade especifica (Ns), que é definida por:

$$N_s = \frac{n * \sqrt{Q}}{(H_T)^{0,75}}$$

Ou então a velocidade específica de sucção (Nss), que leva em conta o NPSHr pela bomba.

$$N_{ss} = \frac{n * \sqrt{Q}}{(NPSH_r)^{0,75}}$$

Onde:

n - Rotação [RPM]

Q - Vazão [GPM]

H_T - *HEAD* total [pés]

$NPSH_r$ - NPSH requerido [pés]

De posse do valor de N_s, se determina a característica construtiva do impelidor, ou seja, sabe-se o tipo de bomba que deve ser utilizado para o serviço em questão. Na Figura 4.9 está sendo apresentada, graficamente, a relação entre a velocidade especifica da bomba e sua eficiência. Será visto mais adiante que as bombas escolhidas estarão dentro da faixa 1500 a 2500, caracterizando-as como bombas centrífugas e na faixa ótima de eficiência.

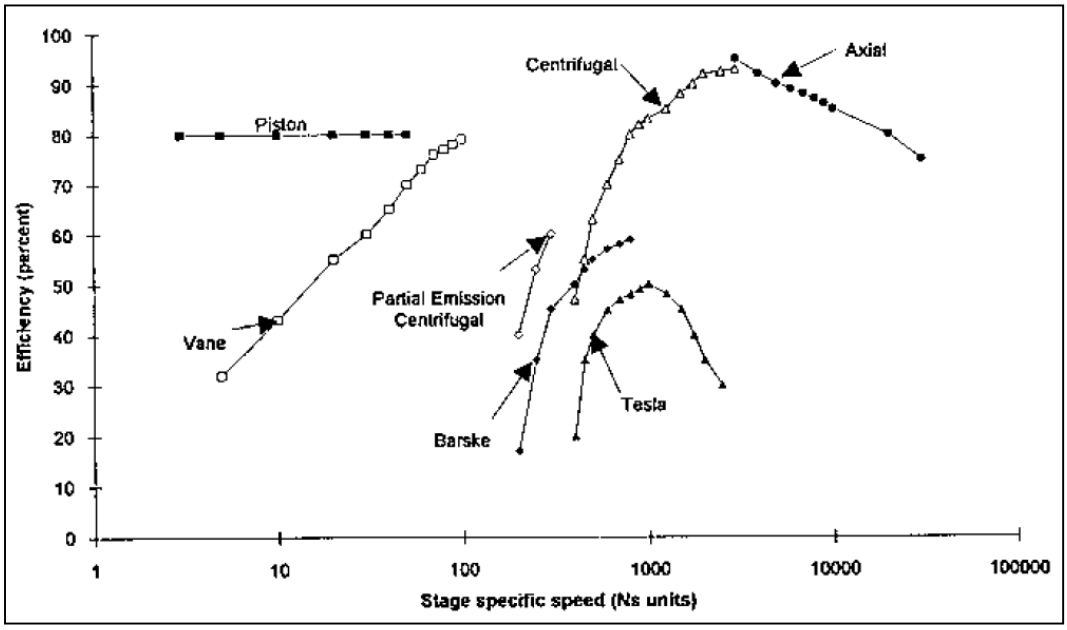


Figura 4.9 – Velocidade específica (Ns) x Eficiência [8]

Já em relação à velocidade específica de sucção (Nss), em consulta a norma Petrobras – N-0553e, foi verificada uma recomendação quanto a um limite. O valor indicado é de 11000, lembrando que este valor é calculado utilizando-se unidades inglesas.

O início da análise deve ser feito levando em conta as principais características do sistema, como vazão e *HEAD*. Na Tabela 4.22 [1] são mostrados os tipos de bomba que deve ser escolhido de acordo com as características do sistema.

Tabela 4.22 – Correlação entre características do sistema e tipo de bomba

	Vazão [m³/h]	*HEAD* [m]
Bombas horizontais, sucção axial, rotor em balanço	< 1000	< 200 / 220
Bombas horizontais com carcaça partida axialmente, rotor de dupla sucção	< 1300 / 1500 (Voluta Simples) < 45000 (Voluta Dupla)	< 130 / 150
Bombas horizontais com múltiplos estágios	< 600	< 1000 / 1200
Bombas verticais de múltiplos estágios	< 30000	< 400
Bombas verticais de simples estágio	Aplicações em esgotamento de tanques abertos em indústrias de processos com baixo NPSHd	

Sendo assim, para vazões até 1000 m³/h e *HEAD* até 200/220 m são aconselhadas bombas horizontais, sucção axial e rotor em balanço (OH – *Overhung*). A Figura 4.10, retirada da norma API 610, apresenta todos os tipos de bombas diferenciadas por tipo de construção. Em vermelho foi destacado o tipo selecionado anteriormente.

Pump type[a]			Orientation		Type code
Centrifugal pumps	Overhung	Flexibly coupled	Horizontal	Foot-mounted	OH1
				Centreline-supported	OH2
			Vertical in-line with bearing bracket	—	OH3
		Rigidly coupled	Vertical in-line	—	OH4
		Close-coupled	Vertical in-line	—	OH5
			High-speed integrally geared	—	OH6
	Between-bearings	1- and 2-stage	Axially split	—	BB1
			Radially split	—	BB2
		Multistage	Axially split	—	BB3
			Radially split	Single casing	BB4
				Double casing	BB5
	Vertically suspended	Single casing	Discharge through column	Diffuser	VS1
				Volute	VS2
				Axial flow	VS3
			Separate discharge	Line shaft	VS4
				Cantilever	VS5
		Double casing	Diffuser	—	VS6
			Volute	—	VS7

Figura 4.10 – Classificação das bombas quanto ao tipo [2]

Ainda em consulta à norma, consta que o modelo descrito como OH1 não atente a todos os critérios estabelecidos e, segundo a norma Petrobras, deve ser indicada apenas para aplicações específicas. Desta forma, o tipo de bomba que deve ser

escolhido é o OH2, mostrada na Figura 4.11. Note que o flange de sucção se da na direção axial, enquanto o flange de descarga é orientado para cima.

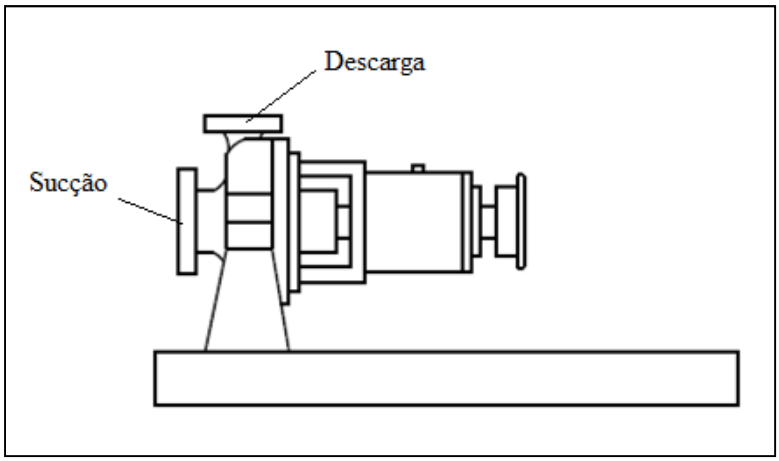


Figura 4.11 – Desenho esquemático de uma bomba modelo OH2 [2]

Este modelo conta com uma vantagem extra. Devido ao eixo dos mancais serem construídos de maneira a estar em balanço, seu custo de manutenção é mais baixo quando comparado ao eixo com construção entre mancais. Pode-se dizer também que a ocorrência de vazamentos devido à selagem é bastante reduzida, já que será necessário apenas um sistema contra este tipo de falha.

Como mencionado anteriormente, deve-se avaliar a velocidade específica, dadas as condições de serviço. Para velocidade específica menor que 500 (em unidades inglesas) [1], a eficiência das bombas centrífugas é baixa.

4.9.2 APLICANDO CONCEITOS ANTERIORES

A pré-seleção da bomba foi feita consultando a base de dados de dois fabricantes, *FlowServe* e *Sulzer*. Ambos possuem um aplicativo hospedado em seus respectivos sites que orientam a escolha.

Para esta etapa serão utilizados os resultados do sistema calculados anteriormente que estão listados na Tabela 4.23.

Tabela 4.23 – Parâmetros principais do sistema

Vazão	792 m³/h
NPSHd	6,39 m
HEAD	48,19 m

Os aplicativos hospedados nos sites dos fabricantes escolhidos para a seleção contam com uma ferramenta que filtra automaticamente as bombas adequadas para cada tipo de serviço. Ou seja, como este processo de bombeamento será aplicado em um sistema voltado para a indústria de óleo e gás, todos os critérios presentes na norma API 610 são aplicados aos produtos da linha de produção de cada uma delas, de forma que apenas os equipamentos que atendam a esses requisitos serão fornecidos na listagem final.

Primeiramente será realizada a pré-seleção para o fabricante ***FlowServe***, e em seguida para a ***Sulzer***.

4.9.3 PRÉ-SELEÇÃO – *FLOWSERVE*

Na Figura 4.12 é mostrada a primeira etapa para a seleção das bombas. Neste momento são inseridos tanto os parâmetros do sistema apresentados na Tabela 4.23 quanto às propriedades do fluido a montante da bomba, presentes na Tabela 3.2.

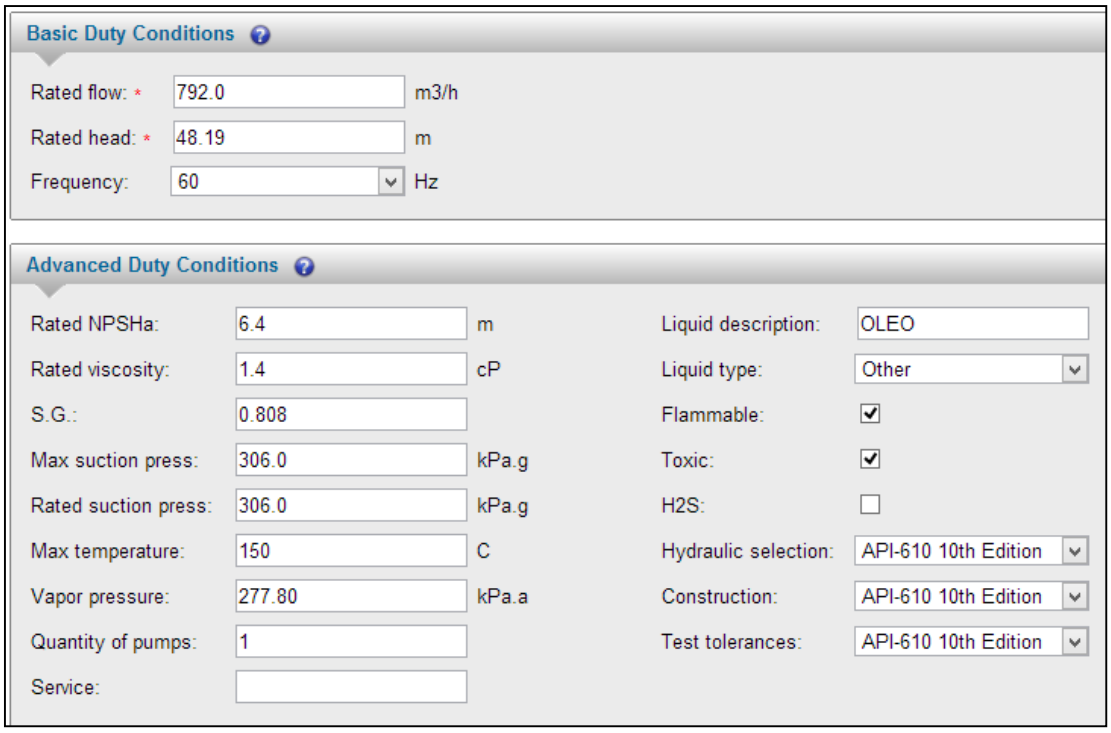


Figura 4.12 – Inserção de dados do sistema e fluido ***FlowServe***

Os dados inseridos são filtrados, e uma lista com as linhas de produtos disponíveis é apresentada na Figura 4.13.

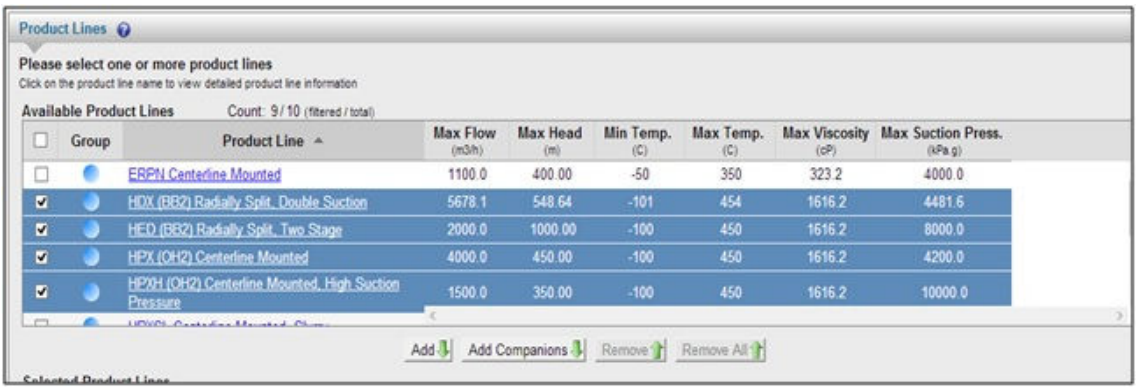


Figura 4.13 - Linha de produtos

Uma vez confirmado o material com que a bomba será construída, uma nova lista de bombas é apresentada, reproduzida a seguir na Figura 4.14. Dessa vez são listados os modelos referentes à linha de produto selecionada anteriormente.

Count: 63/63 ☐ Hide Near Misses | Hide Selected | Show Only Selected | Show All | Page Size: 10

Status	Pump Type	Curve	Stages	RPM	% BEP	NPSH	Efficiency	Max Power	% Max Diameter	Price Index	Information
⚠	8HPX15C		1	1770	97.5	7.1	85.4	103	92.9	1.0000	Straddle BEP
⚠	10HPX21B		1	1185	97.7	3.1	83.4	113	96.3	1.3237	Straddle BEP
⚠	10HPX21B		1	1185	97.7	3.9	83.4	113	96.3	1.3237	Straddle BEP
⚠	10HDX16A		1	1785	105.4	5.1	82.5	105	95.8	1.0000	Straddle BEP
⚠	10HPX21A		1	1180	106.4	4.8	81.1	106	100.0	1.3697	Straddle BEP
⚠	10HDX20A		1	1185	87.3	2.0	80.8	119	96.0	1.4895	Straddle BEP
⚠	10HDX20A		1	1185	87.8	2.3	80.4	108	100.0	1.4895	Straddle BEP
⚠	14HDX34A		1	705	77.3	1.3	80.4	153	94.7	2.8372	Straddle BEP
⚠	10HPX23A		1	1185	100.6	3.1	80.0	110	83.1	1.3817	NSS Limit
✓	10HPX23A		1	1185	100.6	3.5	80.0	110	83.1	1.3817	

Page 1 of 7

Figura 4.14 – Lista preliminar de bombas

Nota-se que na segunda coluna existem dois símbolos diferentes, um azul e outro verde. A indicação em azul serve de alerta para uma não compatibilidade do equipamento com as condições de serviço requeridas, já a marcação verde indica total capacidade da bomba atender o serviço.

Nesta mesma aba do aplicativo, encontra-se uma função que retira todas as bombas marcadas em azul, *Hide Near Misses*. A Figura 4.15 apresenta apenas as bombas aptas ao serviço. Nesta listagem foram apresentados dois modelos diferentes de bombas. HPX e HDX. A principal diferença entre eles é o tipo de construção. Sendo a HPX, do tipo OH2, do inglês *Overhung,*ou seja, com o eixo do impelidor em balanço e a HDX, do tipo BB2, do inglês *Between-bearings*, com o eixo do impelidor entre mancais.

Search Results

Count: 3/63 ☑ Hide Near Misses | Hide Selected | Show Only Selected | Show All | Page Size: 10

Status	Pump Type	Curve	Stages	RPM	% BEP	NPSH	Efficiency	Max Power	% Max Diameter	Price Index	Information
✓	10HPX23A		1	1185	100.6	3.5	80.0	110	83.1	1.3817	
✓	8HDX19A		1	1740	102.6	5.1	75.9	113	80.8	1.1965	
✓	12HDX34B		1	710	101.9	2.0	73.3	141	95.5	2.5349	

Figura 4.15 – Lista de bombas válidas

A ordenação nas bombas aptas ao serviço pode ser feita de diversas maneiras. É possível se estabelecer critérios relevantes, tais como RPM, %BEP, NPSHr, Eficiência e custo.

Primeiro critério adotado: Custo. Apesar do aplicativo não fornecer o valor real do equipamento, é fornecido um valor comparativo dentre as bombas listadas, indicado pela coluna *Price Index*, à direita.

Três das bombas listadas foram pré-selecionadas para que suas curvas de desempenho fossem analisadas.

Na Figura 4.16, são mostradas as curvas de funcionamento de cada equipamento selecionado.

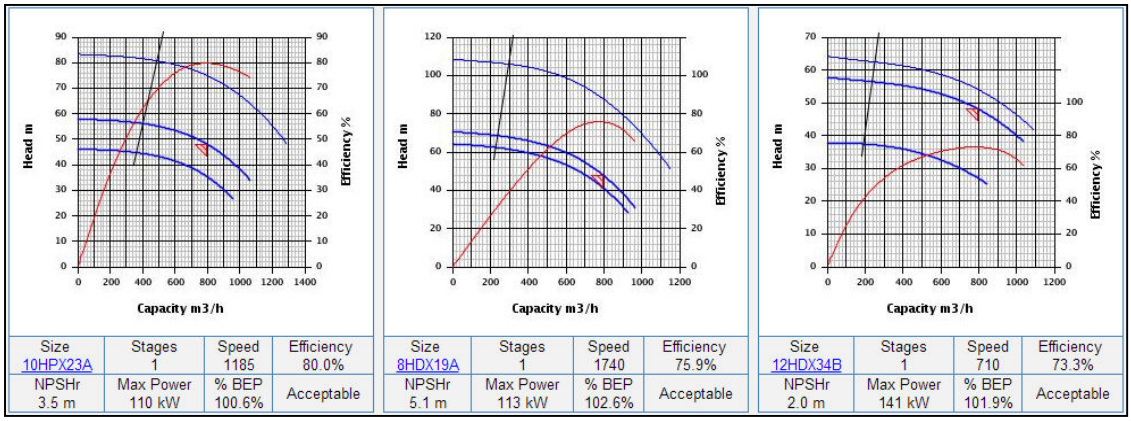


Figura 4.16 – Curva das bombas pré-selecionadas

O modelo 8HDX19A apresentou um ponto de operação com um diâmetro de impelidor muito próximo ao mínimo. Esta característica se reflete na eficiência da bomba, pois há ocorrência de recirculações internas devido ao maior espaçamento entre a carcaça da bomba e o impelidor. Logo esta bomba será rejeitada.

Os outros dois modelos apresentam um bom posicionamento do ponto de operação em relação ao diâmetro do impelidor, sendo assim devem-se levar em conta outros fatores, que estão apresentados na Tabela 4.24.

Tabela 4.24 – Comparação entre modelos pré-selecionados

	10HPX23A	**12HDX34B**
Eficiência	80,0%	73,3%
NPSHr	3,5 m	2,0 m
Potência consumida	110 kW	141 kW
%BEP	100,6%	101,9%
Rotação	1185 RPM	710 RPM
Custo comparativo	1,3817	2,5349

Uma análise cuidadosa da tabela acima nos indica a escolha do modelo 10HPX23A. Ela possui uma maior eficiência e o custo comparativo lhe é favorável. O NPSHr pela bomba esta dentro da faixa aceitável na indústria, que é de 1 m de margem. E apesar da rotação ser cerca de 60% maior que a rotação do outro modelo, a potência consumida é menor. Essa diferença de rotação se deve ao fato das dimensões do modelo 10HPX23A serem menores do que do modelo 12HDX34B. Essa diferença de tamanho implica em um maior NPSHr pela bomba e, é claro, no custo de aquisição.

Outro fator importante é o custo de manutenção. Impelidor em balanço é de mais fácil acesso. Isso resulta em um menor custo de manutenção.

Bomba pré-selecionada:

- 10HPX23A

Pump Information

Type:	10HPX23A
Curve:	10HPX23A-4-1
Stages:	1
Selection Status:	Acceptable

Duty Conditions

Flow:	792.0	m3/h	Liquid type:	Other		Service:		
Head:	48.19	m	Temperature:	300	C	Frequency:	60	Hz
NPSHa:	6.4	m	S.G.:	0.808		Requested material:	S-6	
Suction pressure:	306.0	kPa.g	Viscosity:	1.4	cP	Selected material:	S-6	

Performance Details

Hydraulic power:	83.9	kW	Casing/Bowl press:	765.7	kPa.g	Max head:	58.09	m
Pump speed:	1185	rpm	(based on shut off +5% cut diameter)			Flow BEP:	787.1	m3/h
Overall efficiency:	80.0	%	Allowed discharge:	3890.9	kPa.g	Flow as % BEP:	100.6	%
NPSHr:	3.5	m	Allowed suction:	4100.0	kPa.g			
Rated power:	105	kW	Casing/Bowl hydro:	6207.1	kPa.g	Rated/Max diameter:	83.1	%
Max power:	110	kW	Impeller diameters:			Head rise to Shut Off:	20.5	%
Motor rating:	132 kW / 177 hp		Rated:	495.9	mm	Head rated / Head max:	64.2	%
Nss:	9750	Nss	Maximum:	596.9	mm			
MCSF:	403.7	m3/h	Minimum:	444.5	mm			

Figura 4.17 – Informações básicas de funcionamento da bomba selecionada

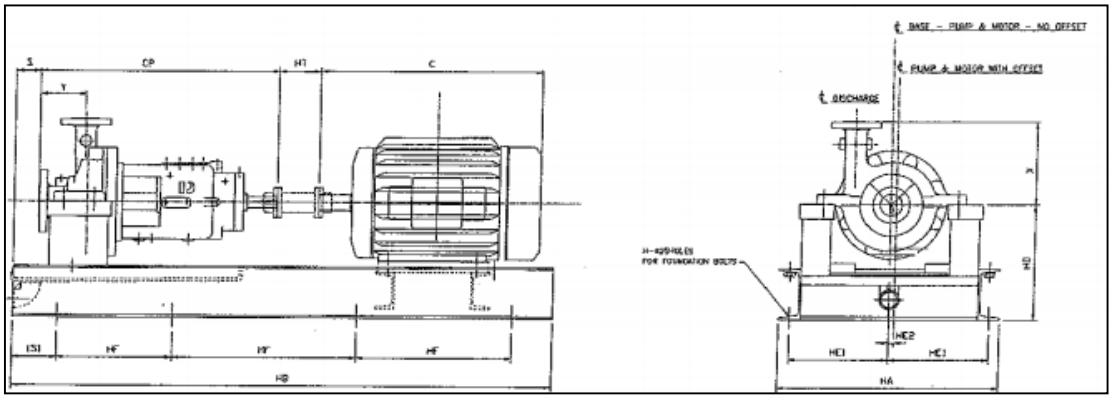


Figura 4.18 - Geometria da bomba - modelos HPX

PUMP	Flanges Suct. (ins)(4)	Disch (ins)	A mm	Y mm	CP mm	Z mm	X mm	HD mm	HA mm	HB mm	HT mm	API (3) Base-plate No.	Weight Kg (2)
6HPX10A	10	6	44.5	276	906	216	305		915	2145	178	3.5	1500
8HPX11A	10	8	0	267	992	214	305	585	915	2145	178	3.5	1820
6HPX12A	8	6	0	254	959	210	425	585	915	2145	178	3.5	1545
6HPX12B	10	6	44.5	279	938	248	356	585	915	2145	178	3.5	1545
6HPX12C	10	6	585	286	946	251	356	585	915	2145	178	3.5	1590
6HPX15A	8	6	0	254	1048	239	500	635	1065	2450	178	6	1820
6HPX15B	8	6	57.15	229	907	292	406	635	1065	2450	178	6	1820
6HPX15C	8	6	0	241	1019	273	330	635	1065	2450	178	6	1820
8HPX15A	10	8	0	240	1034	258	570	635	1245	2450	178	6	1910
8HPX15B	10	8	57.15	254	930	305	406	635	1245	2450	178	6	1910
8HPX15C	10	8	57.15	229	915	321	381	700	1245	2450	178	6	2090
10HPX15A	12	10	89	254	945	356	457	760	1395	2450	178	9.5	2500
3HPX17A	6	3	0	203	979	235	356	790	1245	2450	178	6	1636
4HPX17A	6	4	0	203	979	273	356	790	1245	2450	178	6	1727
8HPX17A	10	8	57.15	254	994	343	483	790	1245	2755	178	8	2275
4HPX18A	6	4	0	234	1174	270	414	700	1245	2755	178	8	1820
6HPX18A	8	6	0	277	1123	308	402	700	1245	2755	178	8	1955
6HPX18B	8	6	57.15	229	959	349	445	700	1245	2755	178	8	1990
10HPX18A	10	10	0	280	1138	330	559	700	1395	2755	228	10	2630
10HPX18B	12	10	89	279	1017	375	540	760	1395	2755	178	10	2730
8HPX19A	10	8	0	254	1073	330	508	760	1245	2755	178	8	2500
6HPX21A	8	6	57.15	254	986	365	406	760	1245	2755	178	8	2500
6HPX21B	8	6	0	250	1069	335	530	760	1245	2755	178	8	2500
8HPX21A	10	8	89	254	994	394	483	800	1395	2755	178	10	2840
8HPX21B	12	8	89	254	997	140	483	800	1395	2755	178	10	2880
10HPX21A	12	10	0	305	1184	381	406	800	1395	2755	178	10	3000
10HPX21B	12	10	89	292	1032	425	533	800	1395	2755	178	10	3000
6HPX23A	10	6	89	292	1029	406	457	800	1395	2755	178	10	3045
8HPX23A	10	8	89	292	1030	432	533	800	1395	2755	178	10	3335
10HPX23A	12	10	82.5	292	1035	457	533	800	1550	2755	178	12	3510
10HPX23B	14	10	82.5	311	1067	457	533	800	1550	2755	178	12	3580
10HPX27A	12	10	0	317	1389	432	762	890	1550	2755	228	12	3640

(1) All Flanges ANSI 300lb. raised face. Optional flange drillings are available.

Figura 4.19 - Geometria da bomba - modelos HPX

De posse das informações contidas nas figuras Figura 4.18 e Figura 4.19 serão recalculados alguns parâmetros do sistema devido à necessidade de inserção de uma redução na entrada da bomba e à variação da altura de entrada do óleo no olho do impelidor. Além disso, foi possível observar pelo desenho (Figura 4.18), apresentado anteriormente, que o flange de sucção é horizontalmente orientado e o de descarga é orientado tangencialmente, ou seja, para cima, o que acarreta na necessidade de se adicionar mais uma curva de 90° ao sistema.

O impacto resultante dos novos acessórios a serem colocados no sistema é sutil.

O novo $NPSH_d$ calculado variou de 6,39 m para 6,35 m.

A altura de entrada do fluido em relação ao nível zero não será alterada. Se mantendo então a 1,5 m.

A seguir se encontra a nova curva do sistema (Figura 4.20).

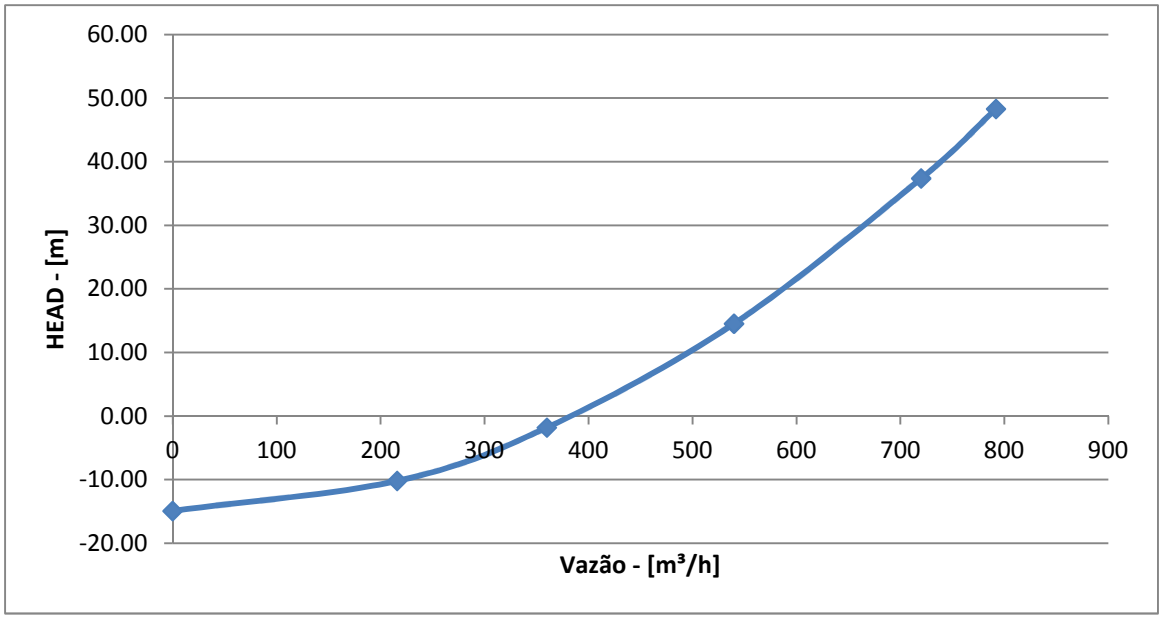


Figura 4.20 - Curva do sistema ajustada

A seguir será feita a união entre a curva do sistema e a curva de operação da bomba (Tabela 4.25 e Figura 4.21). A curva de operação da bomba foi obtida através dos dados inseridos no aplicativo do site do fabricante *FlowServe*®.

Tabela 4.25 - *HEAD* x Vazão - Sistema x Bomba

Sistema	
Vazão [m³/h]	*HEAD* [m]
0	-14.90
216	-10.18
360	-1.81
540	14.49
720	37.28
792	48.19

***FlowServe* - 10HPX23A**	
Vazã0 [m³/h]	*HEAD* [m]
0	57
200	56
400	55
600	53
800	47
1000	38

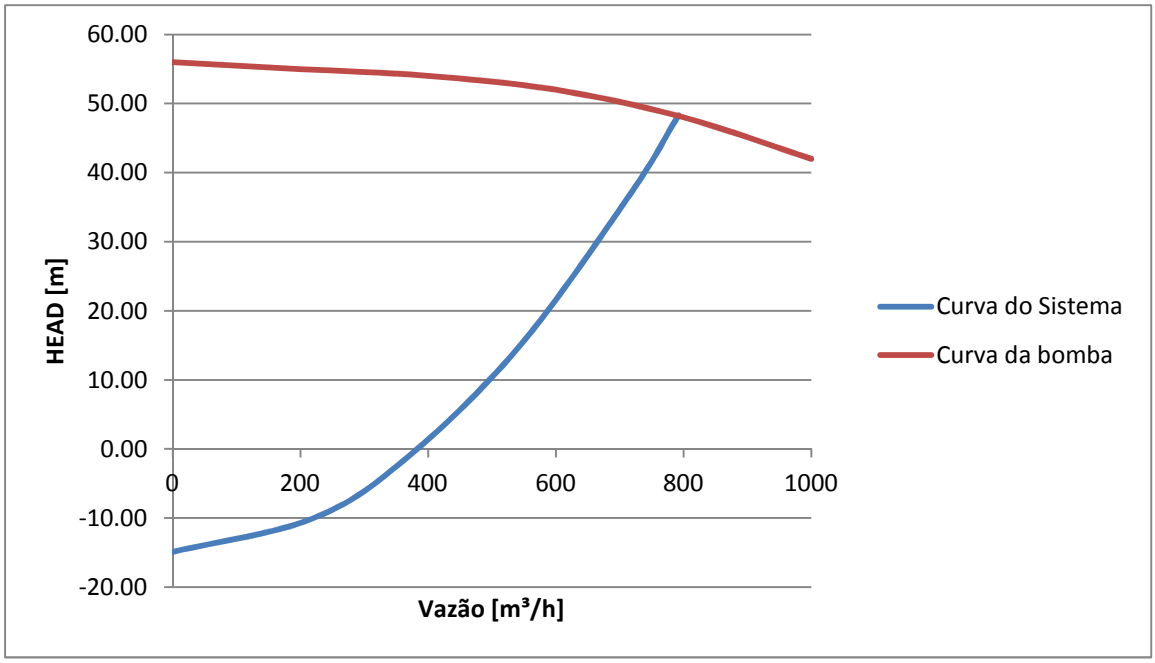


Figura 4.21 - Ponto de Operação do Sistema

4.9.4 PRÉ-SELEÇÃO – *SULZER*

De maneira semelhante ao item anterior, foi utilizado o aplicativo disponível no site do fabricante.

Na Figura 4.22 e Figura 4.23 abaixo estão apresentados todos os parâmetros calculados necessários para o inicio da seleção das bombas. São eles: NPSHd, A.M.T, Pressão de sucção do sistema e características do fluido bombeado.

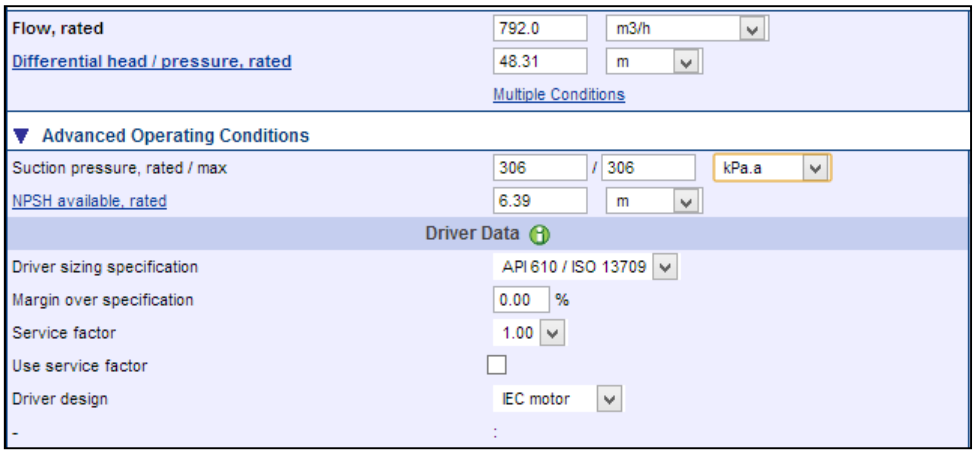


Figura 4.22 – Parâmetros do sistema

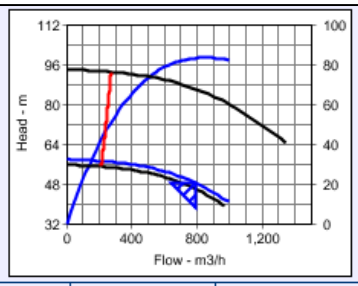
Liquid			
Liquid type	: Water		
Additional liquid description			
Solids diameter, max	0.00	mm	
Solids concentration, by volume	0.00	%	
Temperature, rated / max	150.0 / 150.0	deg C	
Fluid density, rated / max	808.1 / 808.1	kg/m3	
Viscosity, rated	1.44	cP	
Vapor pressure, rated	277.5	kPa.a	

Figura 4.23 – Características do fluido

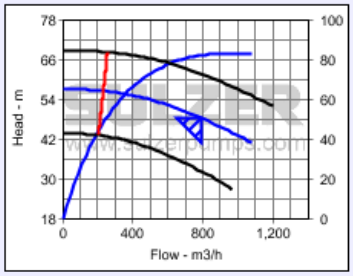
Feita esta etapa, uma lista de modelos de bombas é apresentada. Esta lista é mostrada na Figura 4.24. Esta listagem foi organizada de forma que a eficiência fosse apresentada em ordem decrescente. E foram escolhidos os três primeiros equipamentos da lista.

Result	Type / Size	Compare Thumbnail Curves	Stages	Speed criteria	Speed, rated (rpm)	Pump Efficiency (%)	Power, rated (kW)	NPSHr (m)	Max. Power (kW)	% BEP	% Max Diameter or Pitch
✓	BBS 8x10x15M	☑	1	Sync.	1,780	82.49	102	3.98	104	115.70	93.70
✓	BBS 10x14x21L	☑	1	Sync.	1,190	82.01	103	2.52	118	84.51	91.11
✓	BBS 8x12x18L	☑	1	Sync.	1,780	81.40	103	3.92	104	100.94	78.74
✓	BBS 10x14x20.5M-1	☐	1	Sync.	1,170	80.32	105	2.35	130	80.43	93.86
✓	BBS 12x14x26B-1	☐	1	Sync.	880	79.84	105	1.73	136	78.80	100.00
✓	BBS 12x16x27A-1	☐	1	Sync.	880	79.81	106	1.77	127	90.76	95.09
✓	BBS 10x14x23K-1	☐	1	Sync.	1,170	79.80	106	2.32	110	97.63	84.93

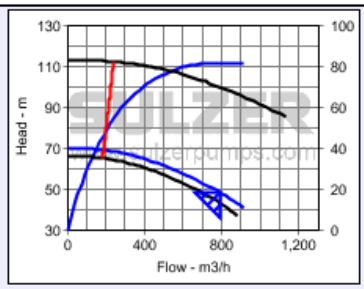
Figura 4.24 – Modelos pré-selecionados pelo aplicativo *SULZER*



Size	Stages	Speed, rated	Efficiency
10x12x17-1-OHH	1	1,780 rpm	83.03 %
NPSHr	Max Power	% BEP	
5.13 m	109 kW	93.76 %	



Size	Stages	Speed, rated	Efficiency
BBS 10x14x21L	1	1,190 rpm	82.01 %
NPSHr	Max Power	% BEP	
2.52 m	118 kW	84.59 %	



Size	Stages	Speed, rated	Efficiency
BBS 8x12x18L	1	1,780 rpm	81.39 %
NPSHr	Max Power	% BEP	
3.92 m	103 kW	100.98 %	

Figura 4.25 – Miniaturas da curva de cada bomba pré-selecionada

Apesar de terem sido apresentadas três bombas aptas ao serviço, de acordo com as características do sistema e as diretrizes da norma a única que se encaixa é a do modelo 10x12x17-1-OHH, por ter construção com eixo do impelidor em balanço.

Diferentemente da bomba do fabricante *FlowServe®*, não foram encontradas informações sobre a geometria e características construtivas do equipamento selecionado. Sabe-se, devido ao modelo da bomba (Figura 4.11), que o flange de sucção está orientado horizontalmente, enquanto o flange de descarga está orientado verticalmente.

A adição de novos acessórios à linha de sucção e descarga se faz necessária, assim como foi feito no redimensionamento da bomba da *FlowServe*®. Neste caso, foi possível observar que o impacto sobre o *HEAD* e NPSHd do sistema foi mínimo. Como dito anteriormente, não foram encontradas informações sobre diâmetro do flange de sucção e descarga, então serão levados em consideração os mesmo valores obtidos com a bomba anterior. Isso se torna possível devido ao coeficiente de segurança presente principalmente no NPSHd calculado.

A partir da folha de dados da bomba fornecida pelo fabricante, será traçada a curva do sistema e a curva da bomba para se estabelecer o ponto de trabalho, mostrados a seguir na Tabela 4.26 e Figura 4.26.

Tabela 4.26 – *HEAD* x Vazão – Sistema x Bomba

Sistema	
Vazão [m³/h]	*HEAD* [m]
0	-14.90
216	-10.18
360	-1.81
540	14.49
720	37.28
792	48.19

Suzer - 10x12x17-1-OHH	
Vazão [m³/h]	*HEAD* [m]
0	58
200	57
400	56
600	52
800	48
1000	40

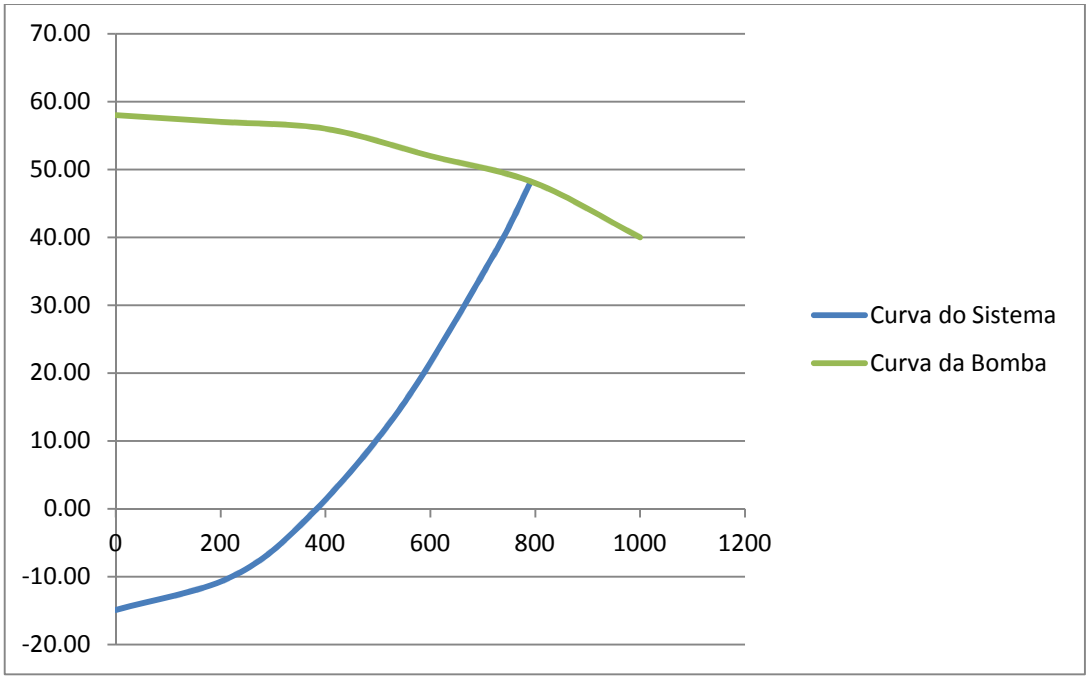


Figura 4.26 – Ponto de operação do sistema

5 SELEÇÃO FINAL

No capítulo anterior foram apresentadas duas bombas. Suas características principais estão apresentadas na Tabela 5.1. Essas informações foram retiradas das folhas de dados que se encontram nos ANEXOS III e IV.

Tabela 5.1 – Dados principais – Bombas selecionadas

	10HPX23A ***FlowServe®***	***10x12x17-1-OHH*** ***Sulzer***
Eficiência	80,0%	83,03%
NPSHr	3,5 m	5,13 m
Potência consumida	110 kW	109 kW
%BEP	100,6%	93,76%
Rotação	1185 RPM	1780 RPM
Ns	1570	1921
Nss	9750	10914

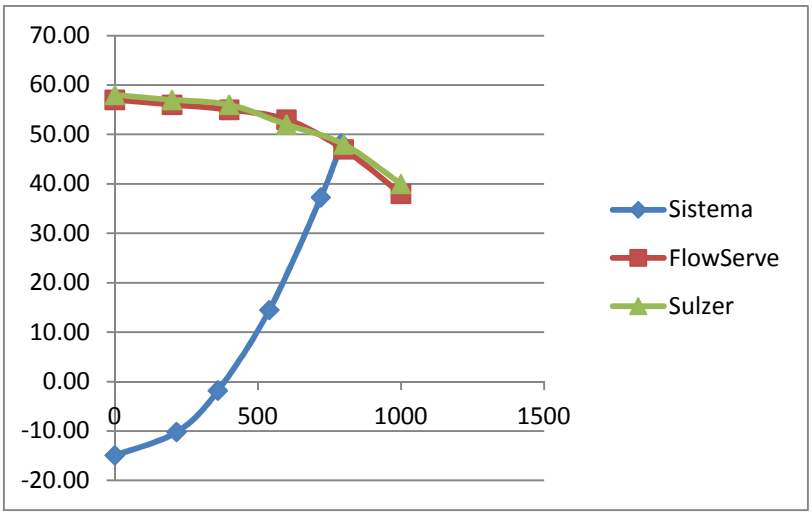


Figura 5.1 – Curva do sistema x Curva das bombas selecionadas

Caso a bomba escolhida seja a do fabricante *FlowServe®*, será necessária a realização de uma adaptação na linha. Como a vazão mínima (360m³/h) é menor que

seu MCSF (403.7 m³/h). Esta adaptação consiste em um sistema de recirculação, de modo que a vazão do sistema seja atendida sem prejudicar o funcionamento adequado da bomba.

6 CONCLUSÕES

Ao final deste estudo foi observado que uma grande quantidade de critérios deve ser levada em consideração no momento da escolha do equipamento. Esses critérios podem sofrer variações dependendo do cenário e condições de campo encontradas, por isso, antes de se dar início à seleção dos equipamentos, um levantamento detalhado sobre condições de serviço deve ser feito (Temperatura de bombeamento, características do fluido de trabalho, dados do sistema –Vazão e *HEAD*- acessórios e comprimento de tubulação). Desta forma, com ajuda da norma API 610, já é possível se estabelecer limites operacionais e se pré-determinar o tipo de equipamento que será selecionado.

O layout das tubulações deste trabalho foi definido de maneira que fosse possível se chegar a resultados mais próximos da realidade, porém o arranjo da tubulação pode ser diretamente afetado pela geografia do local de instalação, assim como por outros prováveis equipamentos existentes ao redor. Entretanto, a perda de carga sofrida ao longo da linha de sucção ou descarga, para variações de comprimento de tubulação e acessórios, não têm grande influência no resultado final, a não ser que seja necessário um acréscimo de muitos metros de tubulação. Neste último caso seria prudente uma avaliação no impacto que pode ser causado no sistema.

Da comparação entre as duas bombas analisadas, de acordo com as recomendações iniciais e normas vigentes, a escolha do equipamento a ser adquirido será de acordo com o preço de mercado. Há certa tendência do custo de aquisição da bomba *Sulzer*® ser menor, isso por sua rotação ser maior, o que sugere uma bomba com dimensões menores.

Outras formas de se diminuir os custos para que o sistema seja implementado consideram condições de serviço menos conservadoras como, por exemplo, a velocidade de escoamento do óleo através da tubulação. Caso fosse determinado que a velocidade de escoamento no interior da tubulação fosse a máxima recomendada, o diâmetro desta seria menor, logo o custo para aquisição da tubulação e acessórios seria menor. Como o objetivo deste trabalho era de estabelecer um correto procedimento de dimensionamento e seleção de equipamentos, não foram levados em conta muitos fatores que poderiam diminuir o custo de manutenção e aquisição de equipamentos.

Uma bomba de menor capacidade poderia ser escolhida caso a altura do vaso de sucção fosse maior, ou seja, se a base de sustentação da torre de destilação atmosférica fosse aumentada. Desta forma, energia contida na coluna de líquido à jusante do flange de sucção da bomba permitiria que fosse utilizado um equipamento de menor porte para realização do serviço.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] DE MATTOS, E.E., DE FALCO, R., *Bombas* Industriais, 2ª edição, Rio de Janeiro, Interciência, 1998.

[2] API 610 – Centrifugal Pumps For General Refinery Service, 11ª edição – Setembro, 2010.

[3] FOX, R.W., PRITCHARD, P.J., MCDONALD, A.T, *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, 7ª edição, Rio de Janeiro, LTC Editora, 2010.

[4] KARASSIK, I.J., MESSINA, J.P., COOPER, P. *et al*, *Pump Handbook*, 3ª edição, Estados Unidos, McGraw-Hill, 2000.

[5] N-0553e - Bombas Centrífugas para as Indústrias Petroquímica, de Gás Natural e de Petróleo – Abril, 2013

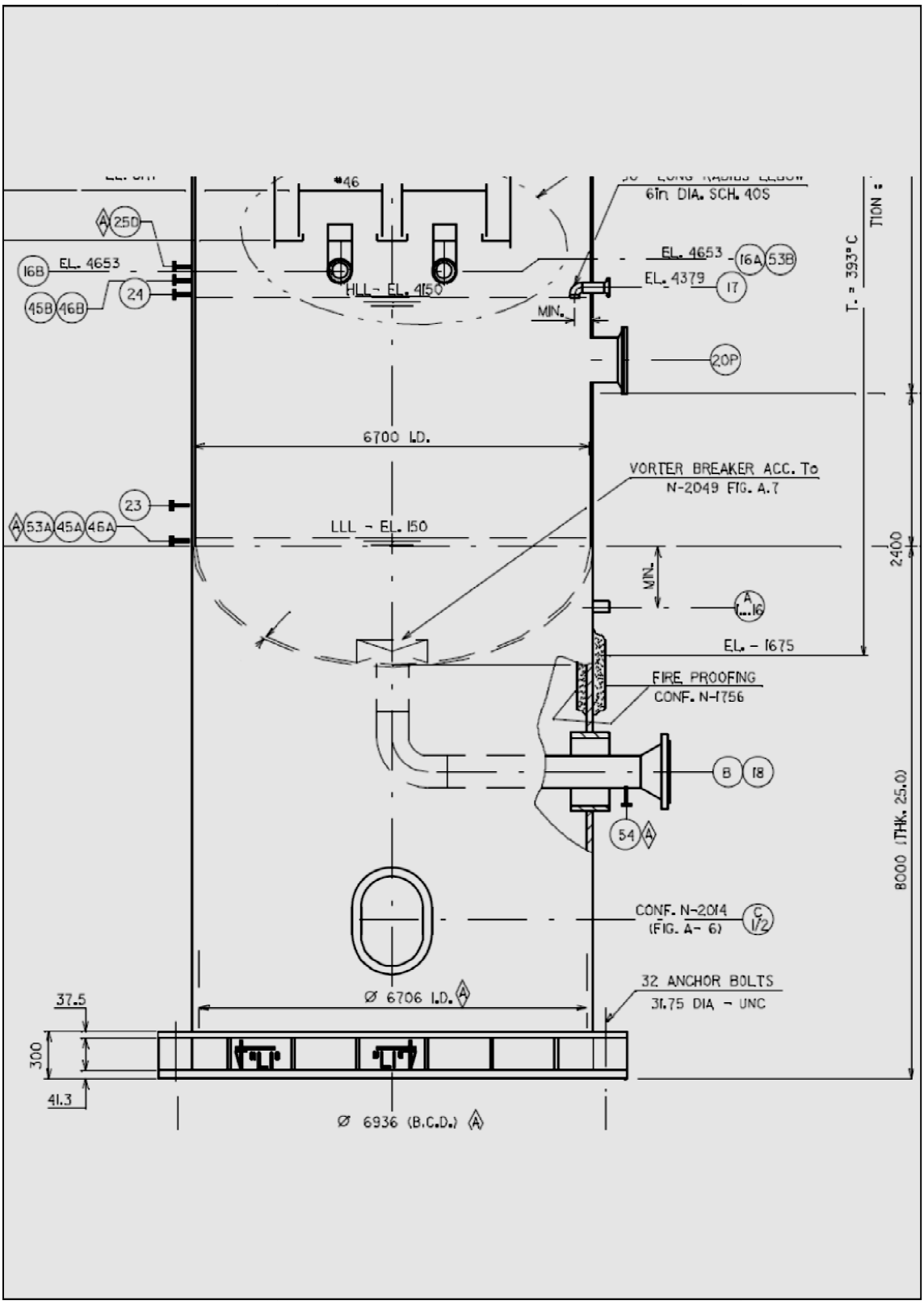
[6] R.K. Turton, Principles of Turbomachinery, 2ª edição, 1995

[7] Telles, Silvas, Tabelas e gráficos para projetos de tubulações, 6ª edição, Rio de Janeiro, Interciência, 1998

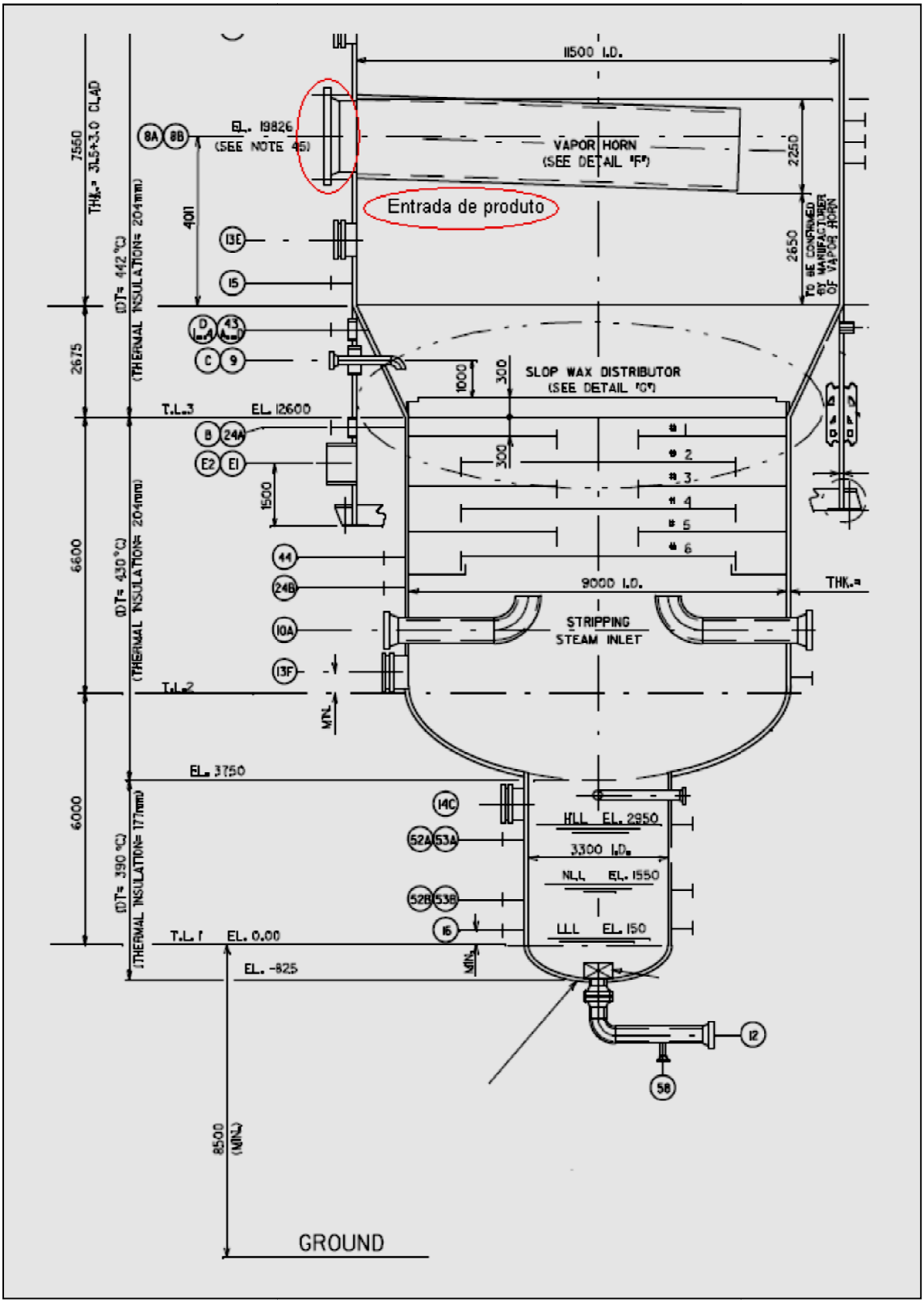
[8] LOGAN, EARL, *HandBook of Turbomachinary*, 2ª edição, Arizona – USA, Marcel Dekker, 2003

8 ANEXOS

8.1 ANEXO I – Desenho da torre de destilação atmosférica



8.2 ANEXO II – Desenho da torre de destilação a vácuo



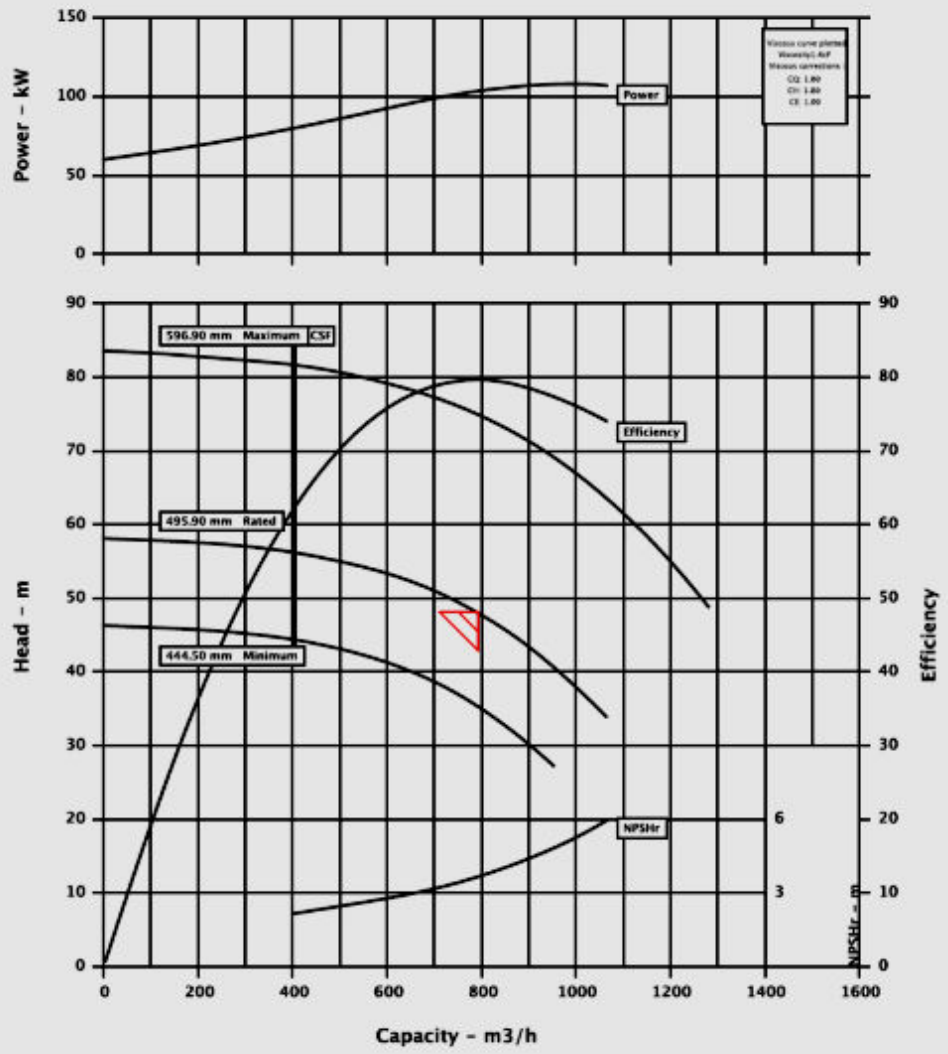
8.3 ANEXO III – Folha de dados *FlowServe*® - 10HPX23A

FLOWSERVE

Pump size & type	: 10HPX23A
Based on curve no.	: 10HPX23A-4-1
Number of stages	: 1

Customer	: UFRJ	Capacity	: 792.0 m3/h
Item number	: Escolha final o projeto	Head	: 48.19 m
Service	:	Specific gravity	: 0.808
Flowserve reference	: Default 2.1	Pump speed	: 1185 rpm
Date	: July 9, 2013	Test tolerance	: API-610 10th Edition

CURVES ARE APPROXIMATE. PUMP IS GUARANTEED FOR ONE SET OF CONDITIONS; CAPACITY, HEAD, AND POWER.



Copyright © 2009 Flowserve. All rights reserved.

FlowSelex v2.2

FLOWSERVE

Hydraulic Datasheet

Customer	: UFRJ	Pump / Stages	: 10HPX23A / 1
Customer reference	: Default	Based on curve no.	: 10HPX23A-4-1
Item number	: Escolha final o projeto	Flowserve reference	: Default.2.1
Service	:	Date	: July 9, 2013

Operating Conditions

Capacity	: 792.0 m3/h
Water capacity (CQ=1.00)	: 792.0 m3/h
Normal capacity	: 760.0m3/h
Total Developed Head	: 48.19 m
Water head (CH=1.00)	: 48.19 m
NPSH available (NPSHa)	: 6.4 m
NPSHa less NPSH margin	: 5.4 m
Maximum suction pressure	: 306.0 kPa.g

Liquid

Liquid type	: Other	
Temperature / Spec. Gravity	: 300 C	/ 0.808
Solid Size - Actual / Limit	: -	/ 1.0 mm
Viscosity / Vapor pressure	: 1.4 cP	/ 277.80 kPa.a

Materials / Specification

Material column code	: S-6
Pump specification	: -

Other Requirements

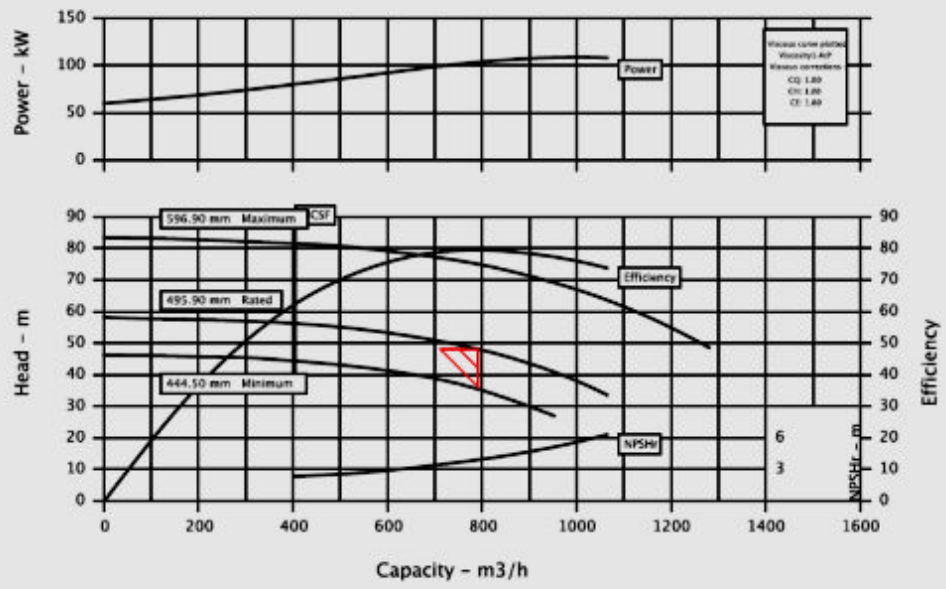
Hydraulic selection : API-610 10th Edition
Construction : API-610 10th Edition
Test tolerance : API-610 10th Edition
Norm/Rated Straddle BEP
Max NSS : 11000 US units
Min NPSHa Margin : 1 m
Flow - Max % BEP : 11000 %
Flow - Min % BEP : 8500 %
Driver Sizing : Max Power(MCSF to EOC)with SF
Performance data based on standard impeller

Performance

Hydraulic power	: 83.9 kW
Pump speed	: 1185 rpm
Efficiency (CE=1.00)	: 80.0 %
NPSH required (NPSHr)	: 3.5 m
Rated power	: 105 kW
Maximum power	: 110 kW
Driver power	: 132 kW / 177 hp
Casing working pressure	: 765.7 kPa.g
(based on shut off and Rated specific gravity @ Cut dia)	
Maximum allowable	: 3890.9 kPa.g
Hydrostatic test pressure	: 6207.1 kPa.g
Est. rated seal chamb. press.	: 326.7 kPa.g

Impeller diameter	
Rated	: 495.9 mm
Maximum	: 596.9 mm
Minimum	: 444.5 mm
Suction specific speed	: 9750 US units
Minimum continuous flow	: 403.7 m3/h
Maximum head @ rated dia	: 58.09 m
Flow at BEP	: 787.1 m3/h
Flow as % of BEP	: 100.6 %
Efficiency at normal flow	: -
Impeller dia ratio (rated/max)	: 83.1 %
Head rise to shut off	: 20.5 %
Total head ratio (rated/max)	: 64.2 %

CURVES ARE APPROXIMATE, PUMP IS GUARANTEED FOR ONE SET OF CONDITIONS: CAPACITY, HEAD, AND POWER.



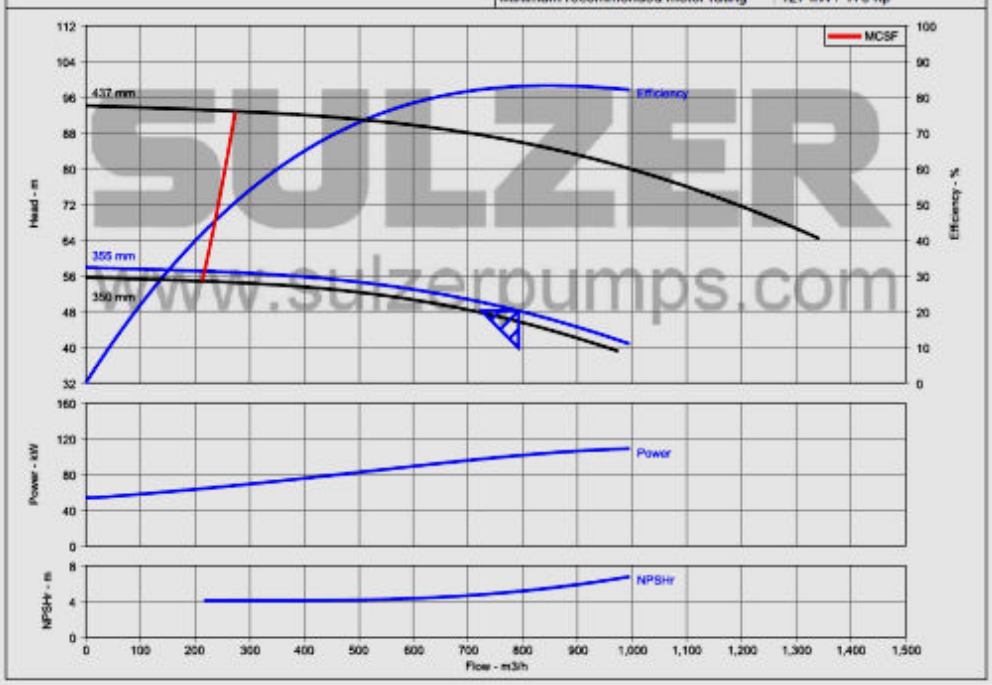
Copyright © 2009 Flowserve. All rights reserved.

FlowSelex v2.2

8.4 ANEXO IV – Folha de dados *Sulzer*® - 10x12x17-1-OHH

SULZER

Pump Performance Datasheet

Customer	:	Sulzer Reference ID	:
Inquiry Number/ID	:	Type / Size	: 10x12x17-1-OHH
Item number	: Default	Stages	: 1
Service	:	Based on curve number	: OHH 11-1-3-01
Quantity	: 1	Date of Last Update	: 10 Jul 2013 03:43

Operating Conditions		Liquid	
Flow, rated	: 792.0 m3/h	Liquid type	: Water
Differential head / pressure, rated (requested)	: 48.19 m	Additional liquid description	:
Suction pressure, rated / max	: 306.0 / 306.0 kPa.a	Solids diameter, max	: 0.00 mm
NPSH available, rated	: 6.40 m	Solids concentration, by volume	: 0.00 %
Frequency	: 60 Hz	Temperature, rated / max	: 150.0 / 150.0 deg C
Performance		Fluid density, rated / max	: 0.808 / 0.808 kg/dm3
Speed, rated	: 1,780 rpm	Viscosity, rated	: 1.44 cP
Impeller diameter, rated	: 355 mm	Vapor pressure, rated	: 277.5 kPa.a
Impeller diameter, maximum	: 437 mm	**Material**	
Impeller diameter, minimum	: 350 mm	Material selected	: API S-6
Efficiency	: 83.03 %	**Pressure Data**	
NPSH required / margin required	: 5.13 / 1.00 m	Maximum casing/bowl working pressure	: 6.63 bar.g
Ns (imp. eye flow) / Nss (imp. eye flow)	: 1,921 / 10,914 US Units	Maximum allowable working pressure	: 39.80 bar.g
MCSF	: 217.7 m3/h	Maximum allowable suction pressure	: N/A
Head, maximum, rated diameter	: 57.87 m	Hydrostatic test pressure	: 62.10 bar.g
Head rise to shutoff	: 20.10 %	**Driver & Power Data**	
Flow, best eff. point (BEP)	: 844.8 m3/h	Driver sizing specification	: API 610 / ISO 13709
Flow ratio (rated / BEP)	: 93.76 %	Margin over specification	: 0.00 %
Diameter ratio (rated / max)	: 81.26 %	Service factor	: 1.00
Head ratio (rated dia / max dia)	: 56.03 %	Power, hydraulic	: 84.02 kW
Cq/Ch/Ce [ANSI/HI 9.6.7-2010]	: 1.00 / 1.00 / 1.00	Power, rated	: 101 kW
Selection status	: Acceptable	Power, maximum, rated diameter	: 109 kW
		Minimum recommended motor rating	: 127 kW / 170 hp