



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

## SELEÇÃO DE BOMBA CENTRÍFUGA VERTICAL PARA OPERAÇÃO EM UM SISTEMA DE TRANSFERÊNCIA DE ÓLEO CRU DE UMA FPSO.

Marcos José Barbosa da Silva Filho

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: Reinaldo de Falco

Rio de Janeiro

Dezembro 2014

**SELEÇÃO DE BOMBA CENTRÍFUGA VERTICAL PARA OPERAÇÃO EM  
UM SISTEMA DE TRANSFERÊNCIA DE ÓLEO CRU DE UMA FPSO.**

Marcos José Barbosa da Silva Filho

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO 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, M.Sc

---

Prof. Fernando de Augusto Noronha Castro Pinto, Dr. Ing

---

Prof. Daniel Onofre de Almeida Cruz, D.Sc

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL  
DEZEMBRO 2014

Silva Filho, Marcos José Barbosa da

Seleção de Bomba Centrífuga Vertical para Operação em um Sistema de Transferência de Óleo Cru de uma FPSO/ Marcos José Barbosa da Silva Filho – Rio de Janeiro: UFRJ/ ESCOLA POLITÉCNICA, 2014.

IV, 147p.,il.; 29,7 cm.

Orientador: Reinaldo de Falco

Projeto de Graduação – UFRJ/POLI/ Engenharia Mecânica, 2014.

Referências Bibliográficas: p. 133-134.

1. Introdução 2. Objetivo e descrição do projeto 3. Teoria utilizada 4. Cálculos para o dimensionamento da bomba 5. Comissionamento 6. Conclusão.

I. De Falco, Reinaldo. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Seleção de Bomba Centrífuga Vertical para Operação em um Sistema de Transferência de Óleo Cru de uma FPSO.

## **Agradecimentos**

A Deus, por ter me dado saúde e forças para concluir minha graduação.

Aos meus pais, Natalia Teresa Almeida Faria e Marcos José Barbosa da Silva, por todo o apoio e incentivo nas horas em que me faltaram forças, ou de que de algum modo, pensei em desistir.

Aos meus irmãos, Layna Almeida Barbosa da Silva e Marcelo Adones Guerra, pelas orientações e, muitas vezes, contribuições para que este sonho de concluir a graduação de engenharia mecânica fosse possível.

A compreensão de minha namorada, Livia de Angelis Ferreira, e amigos, que se privaram muitas vezes de minha presença em virtude da necessidade dos meus estudos. Agradeço em especial a dois colegas de curso, Pedro Henrique Queiroz Gurvitz e Luis Felipe Chilicaua Barbosa, companheiros que nunca me faltaram, e com quem sempre pude contar.

Ao professor Reinaldo de Falco, que me orientou de forma direta e objetiva, pessoa a qual eu tenho grande admiração.

Ao mais dedicado e motivado engenheiro mecânico, Rodrigo Gonçalves Coura, que muitas vezes atuou como um verdadeiro professor da engenharia prática, solucionando muitas de minhas dúvidas e me motivando a me aprofundar cada vez mais no conhecimento técnico.

A todos os membros da FORSHIP Engenharia S.A., em especial da engenharia, com quem pude contar como profissionais e como amigos. A estes dedico um agradecimento especial, por ter me feito sentir em casa enquanto trabalhava.

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

Seleção de Bomba Centrífuga Vertical para Operação em um Sistema de Transferência de Óleo Cru em uma FPSO.

Marcos José Barbosa da Silva Filho

Dezembro/2014

Orientador: Reinaldo de Falco

Curso: Engenharia Mecânica

Em um cenário global onde a diminuição das reservas de petróleo se tornam cada vez mais evidentes, países como o Brasil tem buscado novos poços em águas profundas. Com isso, o aparecimento de plataformas do tipo FPSO tem sido mais frequente, já que este tipo de sonda tem características que a fazem ser melhor adaptada para este tipo de serviço.

Estas plataformas são capazes de produzir e estocar uma quantidade cada vez maior de petróleo. Sendo assim, é de extrema importância o bombeamento desse petróleo estocado para um navio aliviador de forma eficiente, e de forma a atender os requisitos.

Neste projeto foi selecionada uma bomba capaz de transferir o petróleo cru existente nos tanques de carga de uma FPSO para um navio aliviador, de acordo com os requisitos do cliente. Duas bombas foram selecionadas e comparadas, e por fim, a melhor foi escolhida. Como um extra, falamos sobre comissionamento, suas fases e fizemos uma análise de um pedido do cliente, informando ao mesmo se a bomba poderia operar nas condições requisitadas.

*Palavras-chave:* Bomba, Óleo Cru, Conversão das curvas, Seleção de Bomba, FPSO.

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

VERTICAL CENTRIFUGAL PUMP SELECTION FOR OPERATION IN A  
TRANSFER SYSTEM OF CRUDE OIL OF A FPSO.

Marcos José Barbosa da Silva Filho

December/2014

Advisor: Reinaldo de Falco

Course: Mechanical Engineering

In a global scenario where the decrease of oil reserves becomes increasingly evident, countries like Brazil have more and more sought new deepwater wells. Thus, the appearance of FPSO platforms has been common, since this vessel type has characteristics that make it better suited for this type of service.

These platforms are able to produce and store a great amount of oil. Because of this, is extremely important pumping the oil stored at the cargo tanks for a shuttle tanker ship efficiently, meeting the requirements.

In this project was selected a pump capable of transferring the existing crude oil in the cargo tank of a FPSO vessel to a shuttle tanker ship, according to customer requirements. Two pumps were selected and compared, and finally, the best is chosen. As an extra, we talked about commissioning, your phases and we did an analysis of the customer request, stating to it if the pump could operate under the conditions applied.

*Keywords:* Pump, Crude Oil, Conversion curves, Pump Selection, FPSO.

## Sumário

1.	Introdução .....	1
1.1	Um pouco sobre o petróleo .....	1
1.2	- FPSO .....	2
1.3	- Plataforma P-66. ....	3
2.	Objetivo e descrição do projeto.....	4
3.	Teoria utilizada.....	5
3.1	- Propriedades dos fluidos.....	5
3.1.1	- Massa específica ( $\rho$ ) .....	6
3.1.2	- Peso específico ( $\gamma$ ).....	6
3.1.3	- Densidade ( $d$ ) .....	6
3.1.4	- Pressão ( $P$ ).....	6
3.1.5	- Viscosidade absoluta ou dinâmica ( $\mu$ ).....	6
3.1.6	- Viscosidade cinemática ( $\nu$ ) .....	7
3.1.7	- Pressão de Vapor ( $P_v$ ).....	7
3.2	- Escoamento em tubulações. ....	7
3.2.1	- Escoamento laminar.....	7
3.2.2	- Escoamento turbulento.....	7
3.2.3	- Número de Reynolds ( $Re$ ).....	8
3.2.4	- Regime permanente.....	8
3.2.5	- Teorema de Bernoulli.....	8
3.2.6	- Perda de Carga ( $h_f$ ) .....	10
3.3	- Classificação e características gerais das bombas.....	18
3.3.1	- Classificação das bombas .....	18
3.3.2	- Características das bombas .....	19
3.4	- Curvas características das bombas.....	24
3.4.1	- <i>Head</i> ( $H$ ) x vazão ( $Q$ ).....	24
3.4.2	- Curva de potência absorvida ( $P_{ABS}$ ) x vazão ( $Q$ ).....	25
3.4.3	- Curva rendimento total ( $\eta$ ) x vazão ( $Q$ ).....	26
3.4.4	- Apresentação das curvas características.....	27
3.5	- Fatores que modificam as curvas características das bombas .....	27
3.5.1	- Influência da mudança de rotação da bomba .....	29
3.5.2	- Variação do diâmetro do impelidor .....	30

3.5.3	– Influência da massa específica ( $\rho$ ) .....	32
3.5.4	– Influência da viscosidade.....	33
3.5.5	– Correção das curvas características operando com líquidos viscosos .....	34
3.5.6	– Efeito do tempo de serviço .....	36
3.6	– Características do sistema.....	37
3.6.1	– Conceituação de altura manométrica do sistema (H).....	37
3.6.2	– Altura manométrica de sucção .....	38
3.6.3	– Altura manométrica de descarga .....	39
3.6.4	– Altura manométrica total (H) .....	41
3.6.5	– Determinação da curva do sistema .....	41
3.6.6	– Influência do nível de líquido na curva do sistema .....	42
3.7	– Determinação do ponto de trabalho.....	43
3.8	– Cavitação .....	44
3.8.1	– Equacionamento da cavitação em bombas .....	45
3.8.2	– Critério para a o dimensionamento .....	47
4.	4 - Cálculos para o dimensionamento da bomba.....	48
4.1	– Análise do sistema.....	48
4.2	– Premissas utilizadas.....	48
4.2.1	– Premissas de operação.....	49
4.2.2	– Premissas de projeto .....	49
4.3	- Dados de entrada.....	50
4.4	– Cálculos preliminares .....	51
4.5	– Altura manométrica do sistema.....	56
4.5.1	– Altura manométrica de sucção (hs) .....	57
4.5.2	– Altura manométrica de descarga (hd).....	58
4.5.3	– Cálculo da altura manométrica do sistema.....	68
4.6	– Determinação da curva do sistema.....	69
4.6.1	– Cálculo da variação da perda de carga nos equipamentos fornecidos.....	69
4.6.2	- Cálculo da variação da perda de carga na tubulação.....	70
4.6.3	– Curva do sistema .....	71
4.7	– NPSH disponível ( $NPSH_d$ ) .....	73
4.8	– Dimensionamento da bomba.....	75
4.8.1	– Fabricante Flowserve .....	76
4.8.2	- Bomba Sulzer.....	91



4.9	– Análise comparativa das bombas selecionadas .....	108
4.9.1	– Eficiência (n) .....	109
4.9.2	– Potência requerida e acionador indicado .....	109
4.9.3	– Cavitação .....	110
4.9.4	– %BEP.....	111
4.9.5	– Ponto de operação em relação ao <i>shutoff</i> .....	111
4.9.6	– Custo e tradição do fabricante .....	112
4.9.7	– Conclusão .....	114
4.10	– Simulação da operação de <i>offloading</i> de emergência .....	114
4.10.1	– Perda de carga.....	115
4.10.2	– Variação da vazão na operação de <i>offloading</i> de emergência .....	117
4.10.3	– Tempo gasto para descarregar um milhão de barris .....	120
5.	Comissionamento.....	121
5.1	– Objetivo .....	121
5.2	– Abordagem.....	122
5.3	– Fases do comissionamento .....	122
5.3.1	– Engenharia e planejamento .....	123
5.3.2	– Pré-comissionamento.....	123
5.3.3	– Comissionamento e transferência .....	123
5.4	– Teste de aceitação de performance (TAP) .....	124
5.4.1	– Composição do teste .....	125
5.5	– Valores esperados para o teste de desempenho .....	125
5.5.1	– Perda de carga diferenciada.....	126
5.5.2	– NPSH disponível (NPSH <sub>d</sub> ) .....	131
5.5.3	– Vazão de operação .....	131
5.5.4	– NPSH <sub>r</sub> .....	131
5.5.5	– Conclusão para o pedido do cliente .....	132
6.	Conclusão .....	132
	Referências Bibliográficas .....	133
	Anexo I – Dados da bomba Flowserve .....	135
	Anexo II – Dados da bomba Sulzer .....	141
	Anexo III – <i>Sketch</i> do sistema de <i>offloading</i> .....	146

# **1. Introdução**

## **1.1 Um pouco sobre o petróleo**

É inegável que o petróleo é uma das maiores riquezas descobertas pelo homem nos últimos séculos. Desde sua descoberta por Samuel Kier, ainda utilizando o petróleo com fins medicinais, em 1850, percebeu-se que este era um produto valioso e que se necessitava de uma produção deste bem em larga escala.

Inicialmente, o petróleo era encontrado em terra. Ele surgia naturalmente em emulsões na superfície do solo. Após Samuel Kier enxergar no petróleo uma oportunidade de ganhar dinheiro (ainda pensando nele como medicamento) e iniciar a venda do mesmo para farmácias, George Bissell (um advogado de Nova York) reuniu um grupo de investidores para tentar descobrir o petróleo em larga escala. Assim, Bissell e seu grupo contrataram o Coronel Edwin Drake para iniciar a busca por reservas de petróleo no subsolo.

Para Bissell, o petróleo poderia ser processado para ser convertido em combustível para os lampiões da época. As vantagens econômicas seriam muitas em comparação com o óleo tradicional (óleo de carvão). Assim, no ano de 1854 Bissell iniciou escavações atrás de reservas maiores de óleo, mas foi depois de se deparar com uma propaganda de remédio à base do óleo de pedra (um dos nomes do petróleo) com várias torres de perfuração na imagem, que Bissell teve a ideia de cessar as escavações e iniciar as buscas utilizando a perfuração. E é aí que entra o Coronel Drake.

Juntamente com Bissell, Coronel Drake começa as perfurações em Titusville Pensilvânia, atrás de reservas de petróleo. Em 1959, depois de seis meses de procura, Drake já perdia as esperanças de encontrar óleo de pedra quando algo inusitado aconteceu. A broca atingiu uma fenda a uma profundidade de 23 metros e deslizou mais 15 centímetros aproximadamente. No dia seguinte, era possível observar o líquido escuro boiando na água. Este foi apenas o início de uma corrida desenfreada atrás de petróleo.

Muitos anos se passaram desde então, e na atualidade o petróleo é utilizado para diversos tipos de produtos utilizados no nosso dia a dia. Asfalto, plásticos e combustíveis são apenas alguns tipos de subprodutos do petróleo. Além disso, hoje em

dia, devido à busca incansável das companhias de petróleo por novos poços, o petróleo é explorado normalmente nos oceanos, onde grandes reservas foram encontradas.

No Brasil, no ano de 2007 foi descoberta uma enorme reserva de petróleo na camada pré-sal do subsolo. O conjunto de campos petrolíferos do pré-sal situa-se a profundidades que variam de 1000 a 2000 metros de lâmina d'água e entre 4000 e 6000 metros de profundidade. Com essa descoberta, a produção de FPSO's (*Floating Production Storage and Offloading*) para a utilização das mesmas neste tipo de exploração cresceu. As FPSO's são excelentes para estes tipos de locais muito afastados da costa, pois neste tipo de ambiente, a ligação da plataforma produtora com a costa por meio de oleodutos ou gasodutos fica inviabilizada devido à distância. Assim, como as FPSO's são capazes de estocar o que produzem e transferir para um navio aliviador que então leva o óleo para a costa, sem a necessidade de dutos, estas são uma escolha excelente para este cenário.

Nestas plataformas produtoras, além da estocagem há a necessidade do bombeamento do óleo cru processado para o navio aliviador. Portanto, há a demanda de se selecionar uma bomba que seja capaz de resistir às características do petróleo e ao mesmo tempo, garantir que a vazão e pressão necessárias para o serviço seja atendida. Essa atividade é comumente realizada pelo Engenheiro Mecânico.

## **1.2 - FPSO**

As FPSO's são embarcações utilizadas pela indústria de petróleo e gás para o processamento de hidrocarbonetos e para a estocagem de óleo. Como já citado anteriormente, a sigla FPSO significa *Floating Production Storage and Offloading*, o que significa que a unidade é flutuante e é capaz de produzir, estocar e exportar petróleo. Ela também pode receber o óleo de plataformas que estejam próximas, processá-lo e estoca-lo até que ele possa ser exportado para um navio tanque.

FPSO's podem ser antigos petroleiros convertidos, ou mesmo projetos feitos exclusivamente para este fim. No caso do uso de petroleiros antigos, o custo de aquisição e reforma do casco é pequeno se comparado com a construção de um novo, o que resolve dois problemas de uma vez só: o ambiental e o de investimento inicial.



Figura 1- FPSO P-50

### **1.3 - Plataforma P-66.**

A plataforma alvo do estudo será a FPSO P-66. Esta plataforma possui 288 metros de comprimento, 54 metros de largura (boca) e 31,5 metros de altura. Ela tem capacidade de processamento de 150 mil barris de óleo por dia e de seis milhões de metros cúbicos de gás por dia. A unidade é capaz de estocar 1,6 milhões de barris e atuará em profundidades de lâmina d'água da ordem de 2,2 mil metros (campo de Lula).

A plataforma está sendo construída no Estaleiro Rio Grande, localizado na cidade de Rio Grande (RS) e no dia 5 de abril deixou o dique seco e foi encaminhada, com o apoio de quatro rebocadores, para o cais Sul do ERG-1, onde ficará atracada para a conclusão dos trabalhos. A P-66 é o primeiro casco replicante de 8 plataformas que serão construídas para atender ao pré-sal.

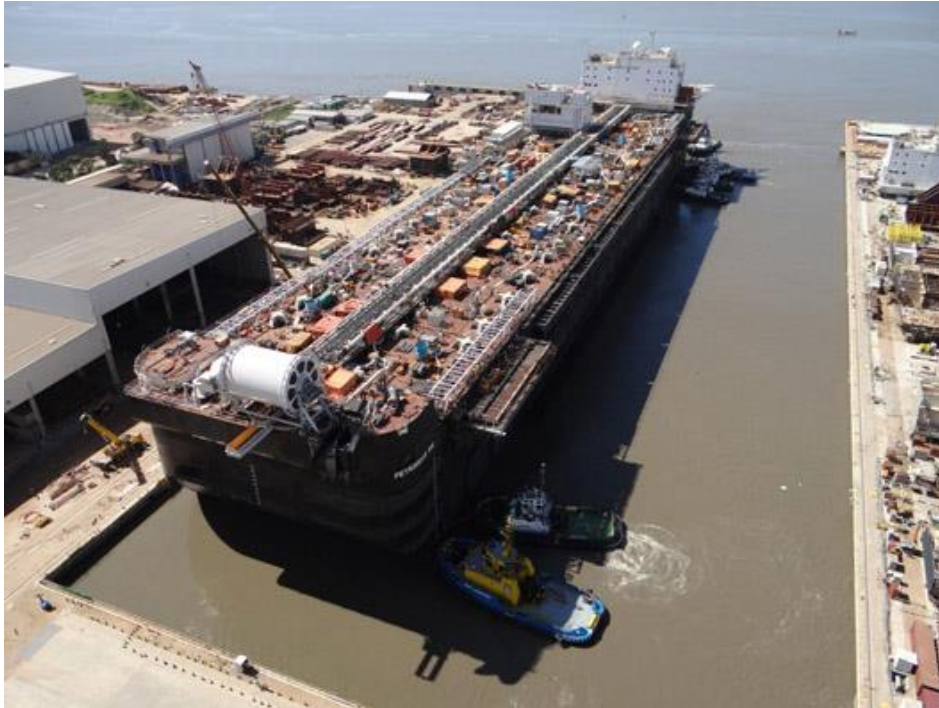


Figura 2 - Casco P-66

## 2. Objetivo e descrição do projeto.

O projeto consiste em selecionar uma bomba para um sistema de *offloading* de uma FPSO. Esta bomba terá que ser capaz de trabalhar com óleo cru atendendo a norma API-610. Além disso, a bomba terá que ser capaz de atender os requisitos de vazão e pressão do sistema, bem como as variações no NPSH. Como o tanque do reservatório de sucção tem uma altura geométrica bastante elevada (30m), as condições na sucção variam substancialmente. Uma análise dos impactos da variação da altura da coluna de líquido na sucção no sistema também será realizada.

Será analisado também o caso do *offloading* de emergência, previsto no projeto. Este tipo de descarregamento consiste em fazer o fluido passar por dentro do equipamento de *offloading*, porém, saindo pela lateral do mesmo para uma tubulação auxiliar onde será feita a operação. Neste caso, a perda de carga envolvida nesta operação será maior do que na operação normal.

Visto que a plataforma tem uma capacidade máxima de armazenamento, se qualquer problema vier a ocorrer nos carretéis de *offloading*, a FPSO será capaz de exportar o óleo para o navio aliviador, mantendo as condições de segurança na embarcação.

Para a seleção da bomba será utilizado o método de comprimento equivalente para o cálculo da perda de carga. Ainda será necessário fazer a correção da curva da bomba para o óleo cru, visto que a maioria dos fabricantes fornecem as curvas características das mesmas operando com água.

Ao final, será indicada a potência mínima necessária ao acionador para operar a bomba nas condições requisitadas de projeto.

Após a seleção das bombas que atendam aos requisitos do projeto será feita uma análise entre os fabricantes para então decidir qual bomba é melhor tecnicamente para o serviço.

Em seguida, teremos uma pequena análise solicitada pelo cliente para o comissionamento da bomba. Esta análise visa saber se a bomba poderá ser testada em um sistema diferente do original, e se sim, os valores esperados para o teste de performance.

### **3. Teoria utilizada**

Neste capítulo será feita uma recordação da teoria necessária para a execução dos cálculos para o dimensionamento da bomba. Para isso, seguindo a referência bibliográfica [1], o capítulo 3 será dividido em oito seções.

A primeira tratará das propriedades físicas dos fluidos, a segunda do escoamento em tubulações e de suas características, a terceira abordará os conhecimentos teóricos necessários a respeito das bombas hidráulicas, a quarta parte tratará sobre as curvas características das bombas, a quinta tratará dos fatores que modificam as curvas, a sexta abordará as características do sistema no qual a bomba está instalada, a sétima sobre o ponto de trabalho da bomba e por fim, a oitava abordará o estudo da cavitação.

#### **3.1 - Propriedades dos fluidos**

Um fluido é uma substância que se deforma continuamente sob a aplicação de uma tensão de cisalhamento (tangencial), não importa quão pequena ela possa ser [2].

### **3.1.1 – Massa específica ( $\rho$ )**

Massa específica de uma substância é a quantidade de massa que ocupa uma unidade de volume [1]. Nos cálculos deste projeto foi utilizada a massa específica com a unidade  $\text{kg/m}^3$ .

### **3.1.2 - Peso específico ( $\gamma$ )**

O peso específico de um fluido é a força com que a massa presente em uma unidade de fluido é atraída pelo campo gravitacional. Isso significa que o peso específico nada mais é o que a massa específica ( $\rho$ ) multiplicada pela aceleração gravitacional local, como demonstrado na equação abaixo:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (3.1)$$

Onde  $g$  é a aceleração da gravidade local. No projeto em questão, o valor utilizado foi de  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

### **3.1.3 – Densidade ( $d$ )**

Densidade de uma substância é a razão entre a massa específica desta substância e a massa específica de uma substância de referência em condições-padrão [1]. Normalmente para líquidos esta substância de referência é a água, ou seja, a densidade ( $d$ ) é uma comparação da massa específica do fluido em estudo com a da água.

### **3.1.4 – Pressão ( $P$ )**

A pressão nada mais é do que a razão entre a componente normal de uma força (seja ela feita por um fluido, um dispositivo, uma pessoa etc.) e a área em que ela atua. Neste estudo usaremos a pressão em bar.  $1\text{bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$ .

### **3.1.5 – Viscosidade absoluta ou dinâmica ( $\mu$ )**

A viscosidade absoluta é o grau de resistência de um fluido ao cisalhamento. A unidade usual para a viscosidade absoluta é Pascal por segundo ( $\text{Pa/s}$ ).

### **3.1.6 – Viscosidade cinemática ( $\nu$ )**

A viscosidade cinemática é a relação entre a viscosidade absoluta e a massa específica de um fluido [1], como mostrado na fórmula abaixo:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.2)$$

Para este estudo usaremos a unidade da viscosidade cinemática como sendo centistokes (cSt). 1 stoke = 1 cm<sup>2</sup>/s.

### **3.1.7 – Pressão de Vapor ( $P_V$ )**

Pressão de vapor é a pressão na qual coexistem as fases líquidas e de vapor de uma substância a uma dada temperatura. Neste trabalho usaremos a unidade bar a. Normalmente como bombas foram construídas para operação com líquidos, pode acarretar sérios danos a queda de pressão a níveis iguais ou inferiores à pressão de vapor do líquido bombeado na temperatura de bombeamento [1].

## **3.2 – Escoamento em tubulações.**

Os regimes de escoamentos viscosos são classificados em laminar ou turbulento, tendo por base a sua estrutura.

### **3.2.1 – Escoamento laminar**

No regime laminar, a estrutura do escoamento é caracterizada pelo movimento suave em lâminas ou camadas [2]. Neste tipo de escoamento não há notória mistura das camadas do escoamento, ou seja, o fluido escoar de modo organizado.

### **3.2.2 – Escoamento turbulento.**

A estrutura do escoamento no regime turbulento é caracterizada por movimentos tridimensionais aleatórios de partículas fluidas, em adição ao movimento médio [2]. No caso estudado, o escoamento será essencialmente turbulento devido as altas vazões bombeadas e a relativa baixa viscosidade do fluido.



### 3.2.3 – Número de Reynolds (Re)

O número de Reynolds relaciona as forças de inércia com as forças devido a viscosidade do fluido. Além disso, o seu valor é capaz de caracterizar o escoamento e distingui-lo entre laminar e turbulento. O número de Reynolds é dado pela fórmula abaixo.

$$Re = \frac{D * V * \rho}{\mu} = \frac{V * D}{\nu} \quad (3.3)$$

Onde:

V = velocidade do escoamento do fluido

D = diâmetro interno da tubulação

Temos que com os valores das variáveis do escoamento poderemos calcular o número de Reynolds e caracterizar o escoamento de acordo com os valores abaixo.

$$\begin{cases} Re < 2000 & \text{Regime laminar} \\ Re > 4000 & \text{Regime turbulento} \end{cases}$$

Entre os números de Reynolds de 2000 e 4000 há uma região crítica de transição. Porém, como citado em [1] isto não deverá ser motivo de preocupação, pois na prática o regime de escoamento nesta faixa é turbulento, só sendo laminar quando a velocidade de escoamento for muito baixa e/ou o fluido for muito viscoso. Deve-se lembrar também que o número de Reynolds é adimensional.

### 3.2.4 – Regime permanente

Um regime é dito permanente se suas propriedades em um determinado ponto do escoamento não mudam com o tempo.

### 3.2.5 – Teorema de Bernoulli

O teorema de Bernoulli relaciona a variação de pressão, elevação e de velocidade de um escoamento ao longo de uma linha de corrente. Ela é uma simplificação das equações de conservação de energia, e pode ser escrita segundo a fórmula abaixo.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + z_1 g = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + z_2 g = \text{constante} \quad (3.4)$$

Dividindo-se tudo por g, esta equação também pode ser escrita como:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \text{constante} \quad (3.5)$$

Porém, o uso destas equações deverá ser feito com parcimônia, sendo possível apenas quando certas condições forem satisfeitas. Estas condições estão listadas abaixo.

- escoamento incompressível
- escoamento ao longo de uma linha de corrente
- escoamento em regime permanente
- escoamento sem atrito (reversível)

O teorema de Bernoulli também poderá ser usado para fluidos reais, com apenas uma pequena modificação na sua forma original. A modificação necessária é a consideração na expressão das perdas de carga ( $h_{fs}$ ), decorrentes do fato de o escoamento real ter atrito. Com isso a expressão para líquidos reais pode ser escrita como:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{fs} \quad (3.6)$$

Onde  $h_{fs}$  são as perdas de carga entre a entrada e a saída do volume de controle por unidade de peso.

### 3.2.6 – Perda de Carga ( $h_f$ )

A perda de carga de um escoamento é a energia por quantidade de peso que o fluido perde durante seu percurso. Ela é expressa em unidade de comprimento (L). No caso do sistema métrico ela normalmente é expressa em metros (m).

Ela pode ser dividida em duas categorias: a perda de carga normal e a perda de carga localizada. A perda de carga normal é proveniente do atrito do fluido com as paredes internas da tubulação, e também dos atritos internos do escoamento. A perda de carga localizada se deve a passagem do escoamento por acessórios da tubulação (joelhos, válvulas, flanges, etc.). Portanto, a perda de carga total se dará pela soma das perdas normais e localizadas, como podemos observar na fórmula abaixo:

$$h_f = h_{fn} + h_{fl} \quad (3.7)$$

#### 3.2.6.1 - Perda de carga normal ( $h_{fn}$ )

O regime turbulento possui uma complexidade em seu escoamento que não permite com que façamos uma análise puramente teórica de suas características. Para conseguir analisá-lo foi necessário um tratamento teórico-experimental. Assim, a expressão que usamos para calcular a perda de carga é a determinada por Darcy-Weisbach.

$$h_{fn} = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (3.8)$$

Onde,

f = fator de atrito;

L = comprimento de trecho reto, em metros [m];

D = diâmetro interno da tubulação, em metros [m];

V = velocidade do escoamento, em metros por segundo [m/s];

g = aceleração da gravidade, em metros por segundo ao quadrado [m/s<sup>2</sup>].

Como citado em [1], o fator de atrito  $f$  é obtido através de fórmulas teórico-experimentais ou gráficos e é uma função do número de Reynolds e da rugosidade relativa.

O coeficiente de atrito para o regime de escoamento laminar pode ser determinado através da fórmula abaixo:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.9)$$

O coeficiente de atrito para o regime de escoamento turbulento pode ser determinado através de um gráfico denominado *Ábaco de Moody*. Para descobrirmos o fator de atrito no escoamento precisaremos de duas informações: a rugosidade relativa e o número de Reynolds.

A rugosidade relativa nada mais é do que a rugosidade da tubulação dividida pelo seu diâmetro, e pode ser determinada pela relação abaixo:

$$\varepsilon_R = \frac{\varepsilon}{D} \quad (3.10)$$

O número de Reynolds pode ser calculado segundo a fórmula (3.3). Assim, teremos todos os dados necessários para determinar o fator de atrito. Abaixo vemos uma figura do *Ábaco de Moody*.

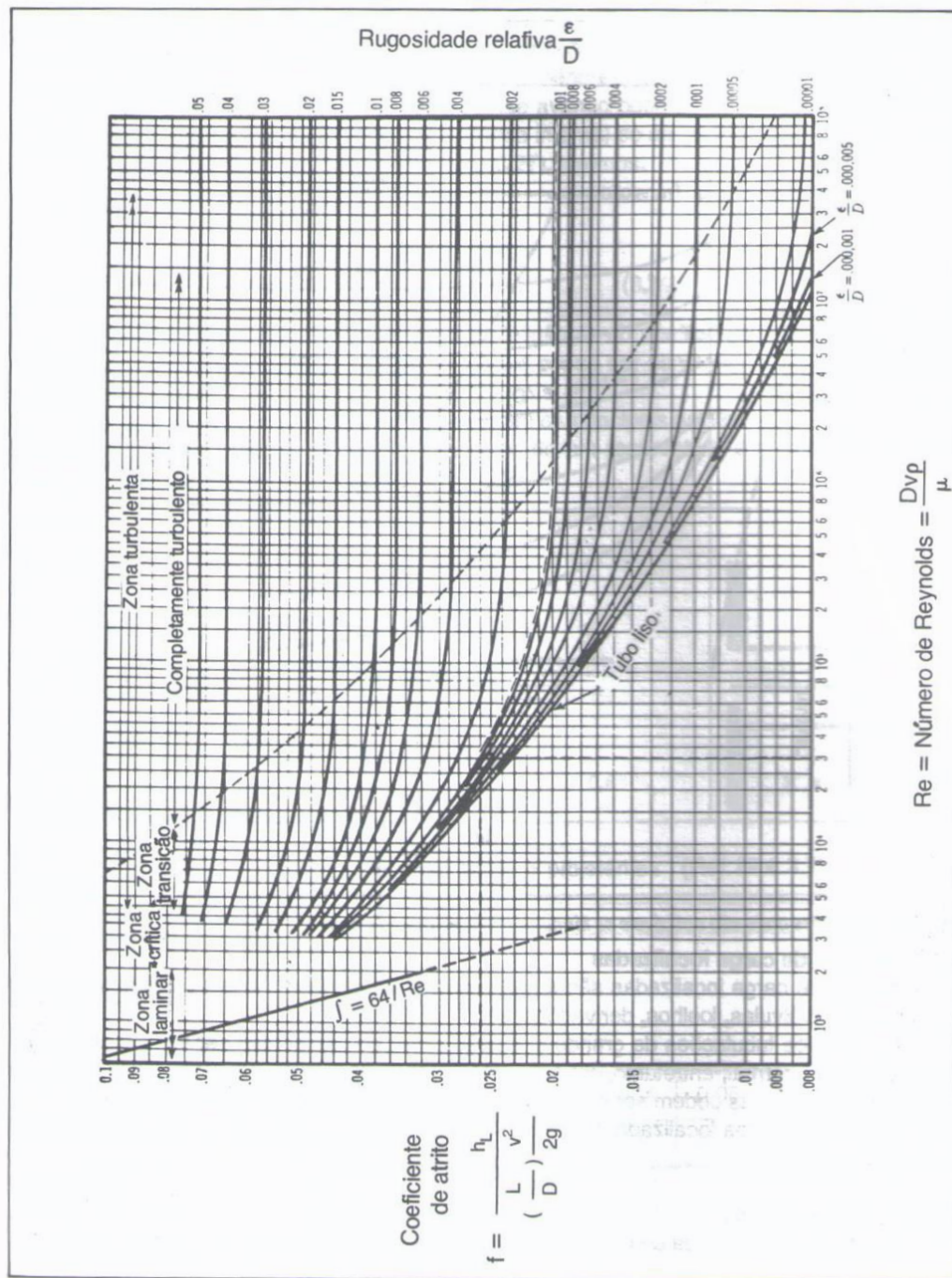


Figura 3 - Ábaco de Moody [1]

Abaixo podemos ver também um gráfico usado para retirar o valor da rugosidade relativa em função do diâmetro da tubulação e do material que a mesma é composta.

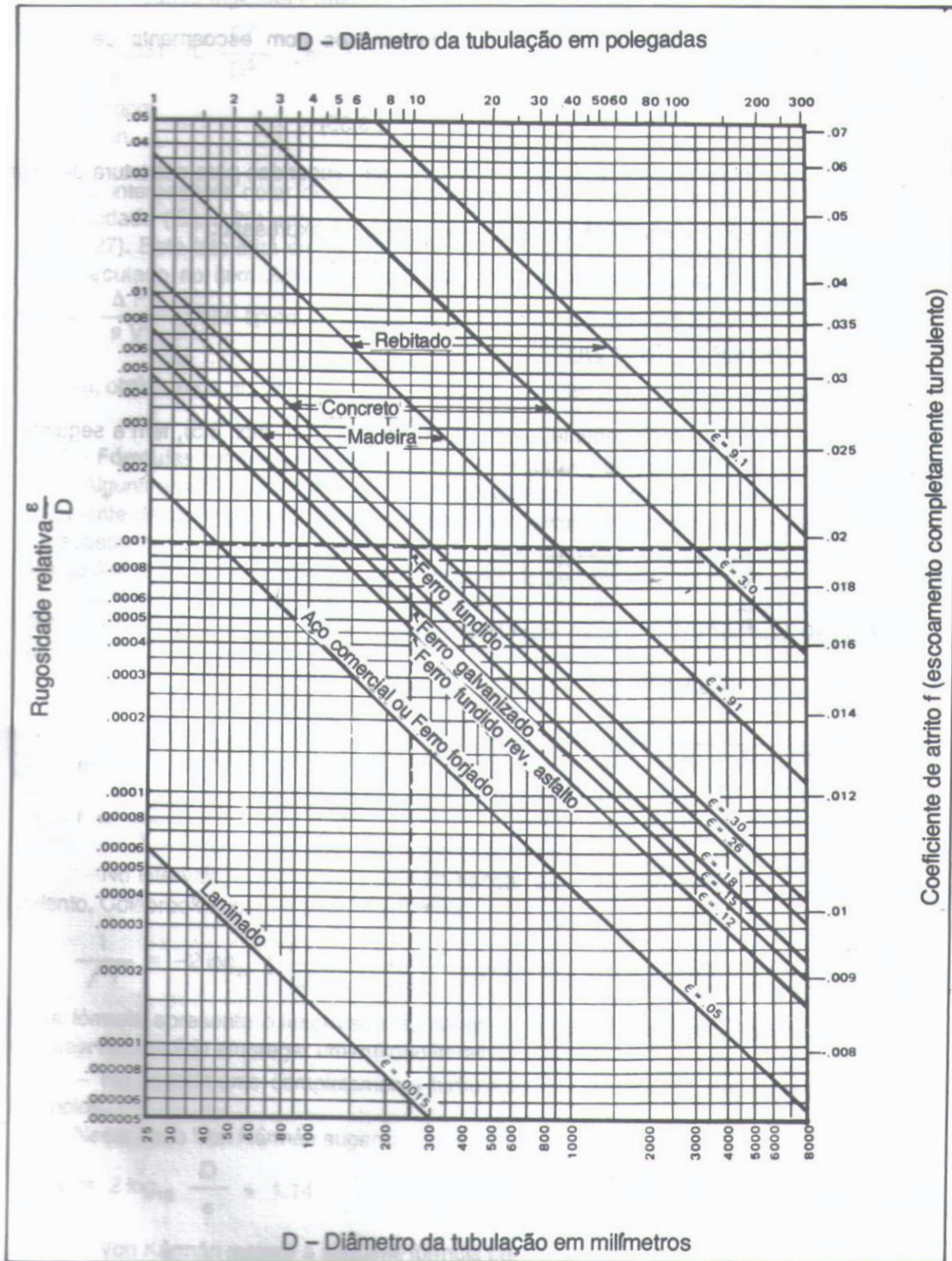


Figura 4 - Rugosidade Relativa em função do diâmetro da tubulação e do material que a mesma é composta [1].

Em caso de altos números de Reynolds (zona turbulenta na figura 3) as linhas correspondentes a rugosidade relativa tornam-se horizontais. Neste caso, para a determinação do fator de atrito poderá ser usado também o gráfico da figura 4,

bastando apenas dispor do diâmetro da tubulação e do material que a mesma é composto.

### **3.2.6.2 – Perdas de carga localizadas ( $h_{fl}$ )**

As perdas de carga localizadas nada mais são do que o resultado da perda de energia do fluido bombeado ao passar por acidentes da tubulação (válvulas, joelhos, derivações, etc).

Em grandes tubulações (como oleodutos) as perdas localizadas podem ser pequenas se comparadas com as perdas normais. Porém, em alguns casos a perda de carga devido a passagem pode-se tornar significativa e extremamente importante, como por exemplo, em uma tubulação de sucção de uma bomba. A perda de carga excessiva na sucção da bomba poderá diminuir o NPSH disponível, o que poderá acarretar em cavitação na bomba ou, no mínimo, dificuldades em selecionar a bomba. Veremos mais a respeito desse assunto nos próximos tópicos.

Esta parcela da perda de carga pode ser calculada por dois métodos: o método direto ou o método dos comprimentos equivalentes. Neste estudo usaremos o método do comprimento equivalente.

O método do comprimento equivalente consiste em fixar o valor do comprimento reto de tubulação que reproduziria, nas mesmas condições, a mesma perda de carga que o acessório em questão [1]. Os valores dos comprimentos são tabelados e dependem do diâmetro da tubulação ao qual o acessório está conectado e do tipo de acessório. Abaixo vemos algumas dessas tabelas.

Nas tabelas abaixo os valores para comprimento encontram-se em pés (ft), enquanto que os valores entre parênteses são em metros (m).



Diâmetro Nominal (Polegada)	Saídas		Entradas		
	K = 1,0		K = ,78	K = ,5	K = ,24
1/2	2 (0,61)		1,5 (0,46)	1 (0,30)	0,5 (0,15)
3/4	3 (0,91)		2,5 (0,76)	1,5 (0,46)	0,75 (0,23)
1	4 (1,22)		3 (0,91)	2 (0,61)	1 (0,30)
1 1/2	7 (2,13)		5,5 (1,68)	3,5 (1,07)	1,75 (0,53)
2	9 (2,74)		7 (2,13)	4,5 (1,37)	2,25 (0,69)
3	15 (4,57)		12 (3,66)	7,5 (2,29)	3,75 (1,14)
4	20 (6,10)		16 (4,88)	10 (3,05)	5 (1,52)
6	36 (10,98)		29 (8,84)	18 (5,49)	9 (2,74)
8	48 (14,63)		38 (11,59)	24 (7,32)	12 (3,66)
10	62 (18,90)		49 (14,94)	31 (9,45)	15 (4,57)
12	78 (23,78)		60 (18,29)	39 (11,89)	19 (5,79)
14	88 (26,83)		70 (21,34)	44 (13,41)	22 (6,71)
16	100 (30,49)		78 (23,78)	50 (15,24)	25 (7,62)
18	120 (36,59)		95 (28,96)	60 (18,29)	30 (9,15)
20	136 (41,46)		107 (32,62)	68 (20,73)	34 (10,37)
24	170 (51,83)		135 (41,16)	85 (25,91)	42 (12,80)




Tabela 1- Comprimento equivalente - Entradas e Saídas - ft (m) [1]

Diâmetros Nominais (Polegada)					
d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>				
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 (0,82)		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 <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>				
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)	

Tabela 2 - Comprimento Equivalente - Reduções e ampliações de diâmetro - ft (m) [1]



Diâmetro Nominal (Polegadas)	Válvulas gaveta (abertura total)	Válvulas globo (2) (abertura total)			Válvula de retenção		Válvulas de esfera ou macho (abertura total)	Válvula de três vias (Área de abertura 80% da área tubo)		Válvula borboleta (abertura total)	Diâmetro Nominal (Polegadas)
		 90°	 60°	 45°	Portinhola	Levantamento		Fluxo direto	Fluxo pelo ramal		
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 ( 2,36)	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 ( 51,83)	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 ( 48,78)	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"

(2) Para válvulas globo parcialmente abertas, multiplicar os valores da tabela por:  
3, se 3/4 aberta  
12, se 1/2 aberta  
70, se 1/4 aberta

Tabela 3 - Comprimento Equivalente - Válvulas - ft(m) [1]





Diâmetro nominal (in.)	Joelho (3) 90° 		Curvas (3) 90° 		Fluxo pelo ramal 	Fluxo direto 
	Raio curto R = 1D	Raio longo R = 1,5D	R = 5D	R = 10D		
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)
14	33 (10,06)	22 (6,71)	19 (5,79)	33 (10,06)	65 (19,82)	22 (6,71)
16	39 (11,89)	26 (7,93)	21 (6,40)	38 (11,59)	75 (22,87)	26 (7,93)
18	44 (13,41)	29 (8,84)	24 (7,32)	42 (12,80)	86 (25,22)	29 (8,84)
20	48 (14,63)	32 (9,76)	27 (8,23)	50 (15,24)	100 (30,49)	32 (9,76)
22	53 (16,16)	36 (10,98)	30 (9,15)	55 (16,77)	110 (33,54)	36 (10,98)
24	57 (17,38)	38 (11,59)	32 (9,76)	60 (18,29)	120 (36,59)	38 (11,59)
30	75 (22,87)	50 (15,24)	40 (12,20)	75 (22,87)	155 (47,26)	50 (15,24)
36	90 (27,44)	60 (18,29)	50 (15,24)	90 (27,44)	180 (54,88)	60 (18,29)
42	105 (32,01)	70 (21,34)	56 (17,07)	101 (30,79)	210 (64,02)	70 (21,34)
48	120 (36,59)	80 (24,39)	62 (18,90)	120 (36,59)	250 (76,22)	80 (24,39)
52	135 (41,16)	90 (27,44)	72 (21,95)	130 (39,63)	260 (79,27)	90 (27,44)

Tabela 4 - Comprimento equivalente - Joelhos e curvas - ft(m) [1]

Agora com os dados obtidos de comprimento equivalente para todos os acessórios da tubulação, a perda de carga total será calculada pelas fórmulas (3.11) e (3.12). Olhando-se bem para as equações, percebemos então que a perda de carga é calculada como se o trecho de tubulação estudado fosse todo constituído de um único trecho reto.

$$L_{TOTAL} = L_{RETO} + \sum_{i=1}^n Le_i \quad (3.11)$$

Onde  $Le_i$  é o comprimento equivalente de cada  $i$  acessório. Portanto, a perda de carga total (acessórios e tubulação) será dada pela equação abaixo:

$$h_f = f * \frac{L_{TOTAL}}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (3.12)$$

### **3.3 – Classificação e características gerais das bombas**

Neste tópico abordaremos todo o conhecimento necessário sobre as bombas para a realização do projeto. Antes de tudo, podemos definir o que são as bombas. Como citado em [1] bombas são máquinas operatrizes hidráulicas que conferem energia ao líquido com a finalidade de transportá-lo de um ponto para o outro obedecendo às condições do processo.

#### **3.3.1 – Classificação das bombas**

As bombas podem ser divididas em dois grandes grupos: Dinâmicas ou Turbobombas e Volumétricas ou de deslocamento positivo.

As bombas dinâmicas ainda podem ser divididas em quatro tipos: Bombas centrífugas, bombas de fluxo misto, bombas de fluxo axial e bombas periféricas ou regenerativas. As bombas centrífugas ainda podem ser divididas em dois tipos: radiais e tipo Francis.

As bombas volumétricas são divididas em dois tipos: Bombas alternativas e bombas rotativas. As bombas alternativas podem ser do tipo pistão, êmbolo ou diafragma. Já as bombas rotativas podem ser do tipo engrenagens, lóbulos, parafusos ou de palhetas deslizantes. Abaixo podemos ver um fluxograma que representa bem esta divisão.

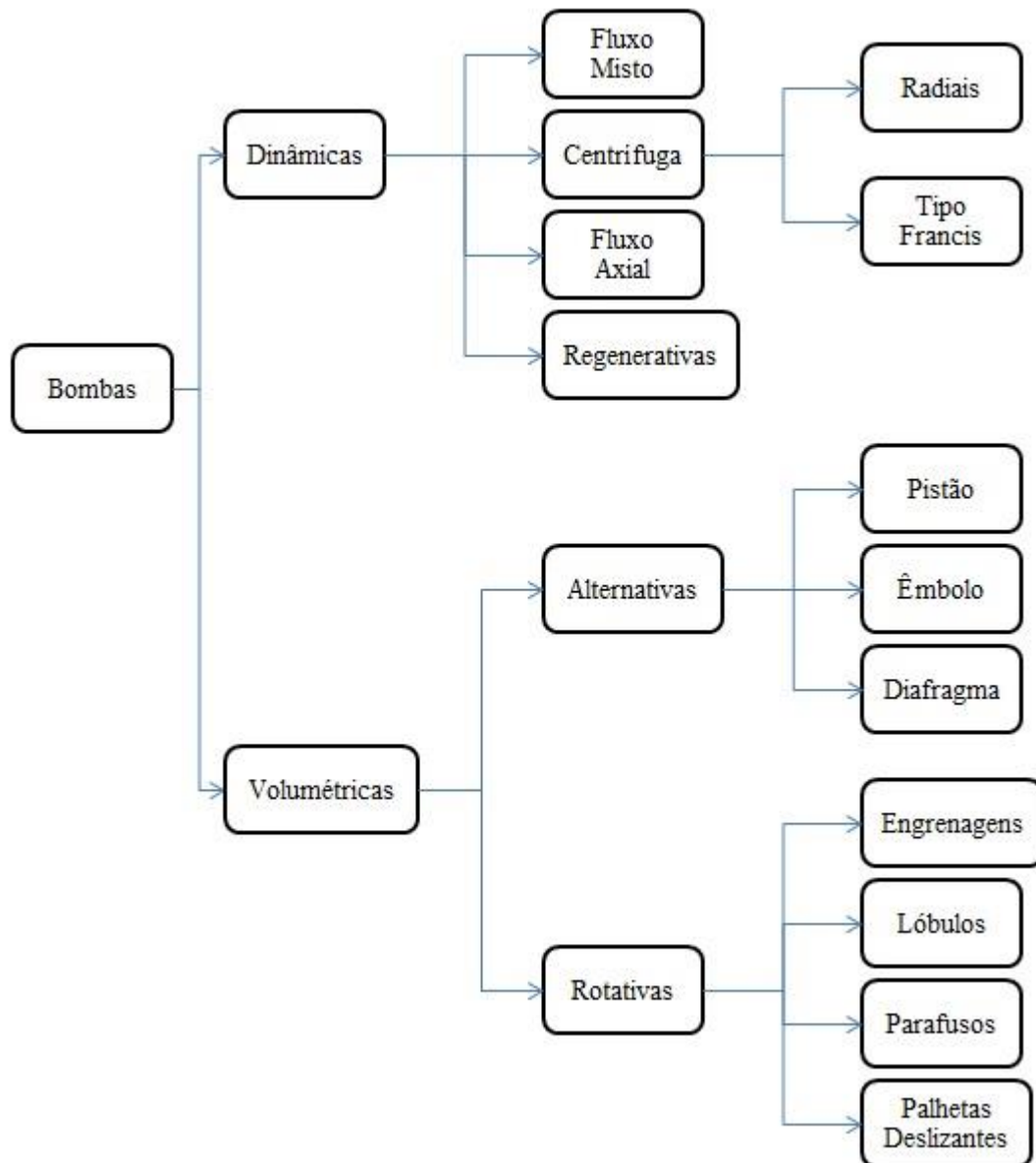


Figura 5 - Classificação das bombas

### 3.3.2 – Características das bombas

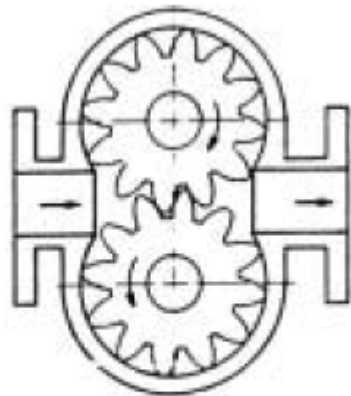
Neste tópico apresentaremos as características das bombas dinâmicas e volumétricas, explicitando seu princípio de funcionamento e algumas de suas características construtivas.

#### 3.3.2.1 – Bombas volumétricas

As bombas volumétricas ou de deslocamento positivo são aquelas em que o aumento de pressão concedido ao fluido é realizado por meio de redução de volume do mesmo. O líquido a ser bombeado é aspirado para um espaço de volume constante. Depois ele

é comprimido até a pressão de trabalho e descarregado para a tubulação. Uma das características das bombas de deslocamento positivo é o fato de ela manter a vazão média praticamente constante, independente do sistema em que elas atuam, desde que mantida a velocidade constante.

Este tipo de bomba opera com um baixo nível de recirculação interna, ou seja, elas sempre trabalham com uma folga muito pequena entre o dispositivo de compressão (lóbulos, engrenagens, etc.) e a carcaça. . No caso de bombas do tipo diafragma, esta folga é desprezível. Abaixo vemos algumas figuras de bombas volumétricas.



Bomba de engrenagens

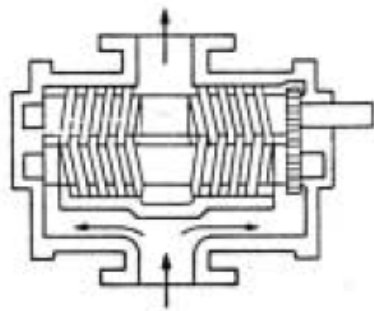
Figura 6 - Bomba de engrenagens [14]



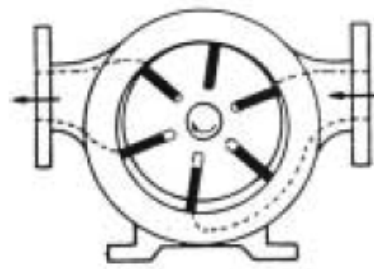
Bomba de lóbulos

Figura 7 - Bomba de lóbulos [14]





Bomba de parafusos



Bomba de palhetas

Figura 8 - Bomba de parafusos e bomba de palhetas deslizantes [14]

### 3.3.2.2 – Bombas dinâmicas

As bombas dinâmicas são caracterizadas por possuírem um órgão rotatório (rotor, impelidor, etc.) dotado de pás que, devido a sua aceleração, exerce forças sobre o líquido, causando uma aceleração do fluido. Esse líquido acelerado ganha energia cinética, que então é transformada em grande parte em energia piezométrica.

As diferentes classificações das turbobombas são feitas de acordo com o modo que o impelidor transfere sua energia para o fluido, assim como a direção em que o líquido o deixa.

#### 3.3.2.2.1 – Bomba Centrífuga

Uma das turbobombas mais selecionadas na engenharia é a centrífuga radial. As bombas centrífugas são aquelas em que a energia cedida ao líquido é primordialmente do tipo cinética. A bomba centrífuga radial é a bomba em que toda a energia cinética fornecida ao líquido é obtida através do desenvolvimento de forças puramente centrífugas na massa líquida devido a rotação de um impelidor [1].

Neste tipo específico de bomba, como o próprio nome diz, o líquido sai radialmente ao impelidor (em uma direção normal ao eixo de rotação), o que as fazem ser chamadas também de centrífugas puras.

Após a saída do impelidor, o líquido ganha pressão através do aumento progressivo da área na carcaça das bombas, transformando sua energia cinética em energia piezométrica. As bombas centrífugas podem usar dois tipos diferentes de carcaças: em voluta ou em difusor.

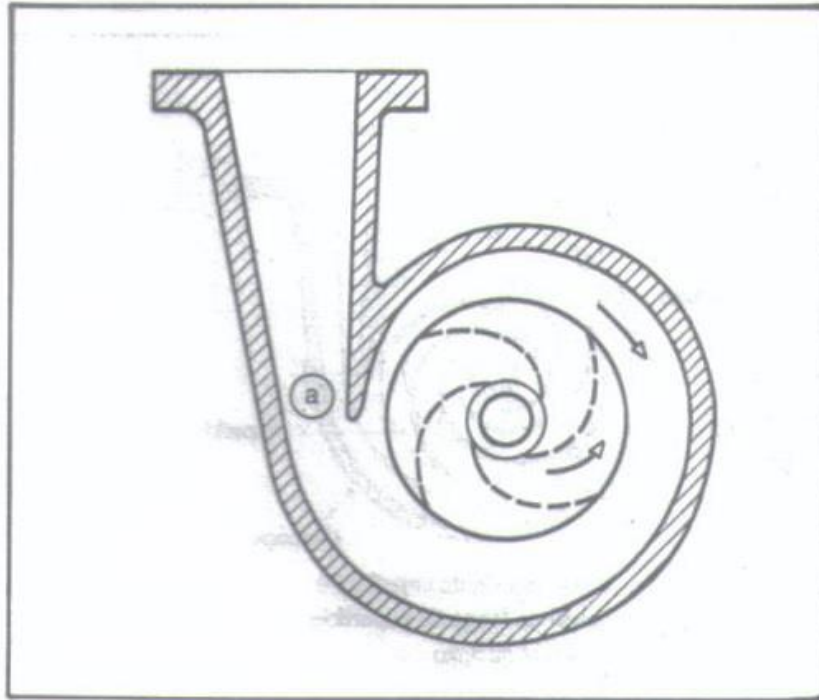


Figura 9 - Carcaça em voluta [1]

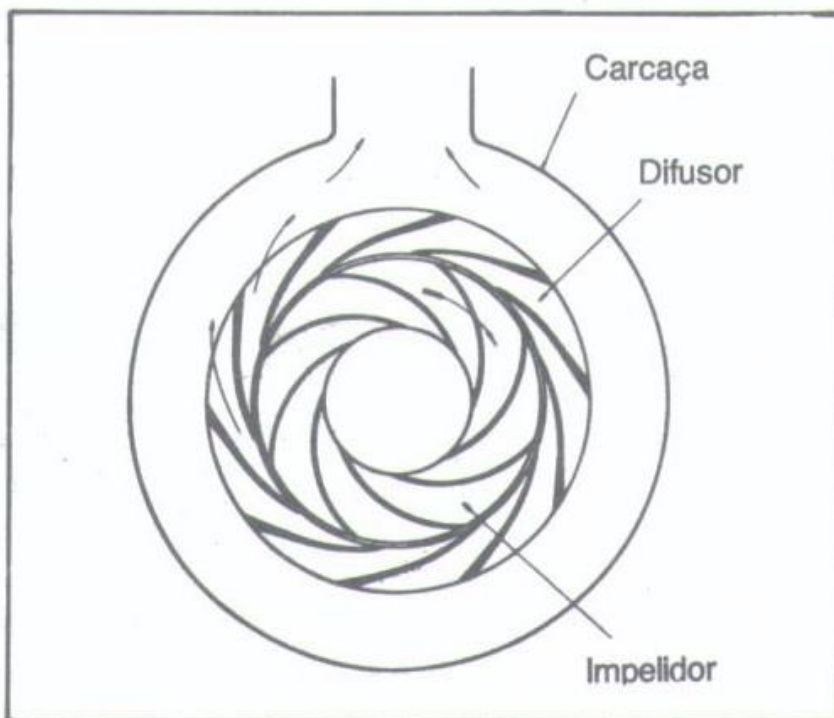


Figura 10 - Carcaça em difusor [1]

Para que as bombas centrífugas possam ser partidas, é necessário que sua carcaça esteja completamente preenchida com o líquido de trabalho. O funcionamento da bomba centrífuga se baseia em criar uma zona de baixa pressão e outra zona de alta pressão.

A zona de baixa pressão é criada devido ao fato de que o líquido localizado na sucção (olho do impelidor) é forçado a ir para a periferia do mesmo, criando certo “vazio” na região central. Este vazio será preenchido com a mesma quantidade de líquido que foi deslocada para a borda do rotor, fazendo com que este ciclo se repita indefinidas vezes (fluxo contínuo).

A zona de alta pressão é que possibilita o transporte do fluido de trabalho bem como as condições finais de processo. O líquido que é empurrado para a periferia encontrará um aumento progressivo na área do escoamento, que causará a queda da velocidade do fluido e conseqüente aumento de pressão (ver equação 3.5). Assim, é criada a zona de alta pressão na periferia.

Em caso de necessidade de altas vazões à altas pressões uma bomba com mais de um estágio se faz necessário. Bombas de múltiplos estágios costumam usar uma mistura de ambos os tipos de carcaça. As carcaças difusoras são usadas nos estágios intermediários enquanto que a voluta é usada apenas no final.

O uso de pás difusoras neste tipo de aplicação é muito bem visto, pois com elas há um equilíbrio de pressões radiais, o que gera menores esforços no eixo da bomba, aumentando a vida útil de seus componentes.

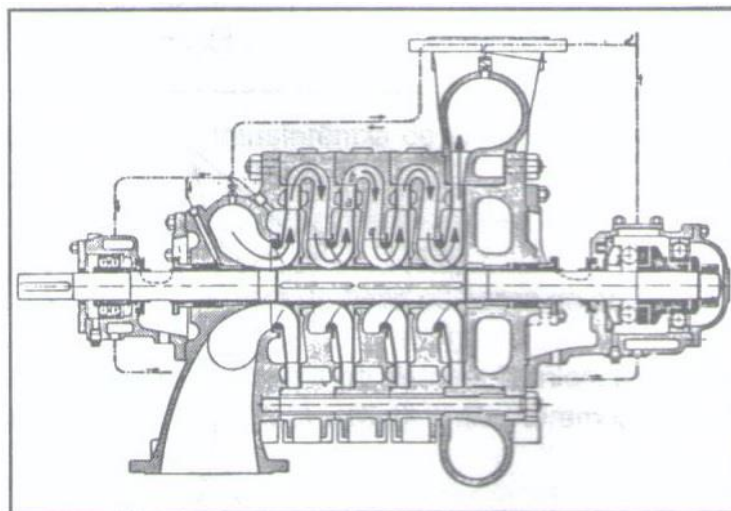


Figura 11 - Bomba de múltiplos estágios [1]

### 3.3.2.3 – Tipo de Montagem do eixo

No caso das bombas centrífugas, em função da posição do eixo de rotação da bomba, elas são classificadas em dois tipos: bombas verticais e bombas horizontais.



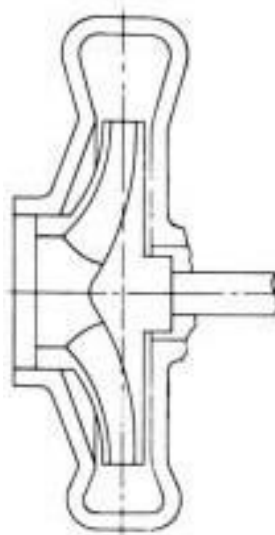


Figura 12 - Bomba centrífuga horizontal [14]

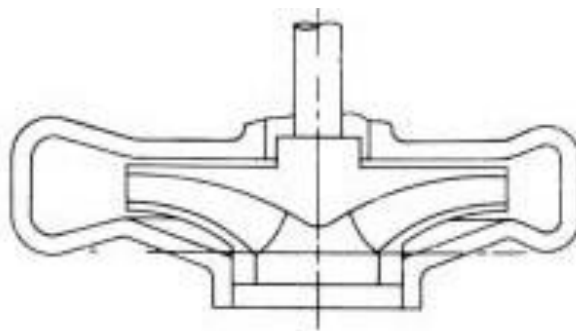


Figura 13 - Bomba centrífuga vertical [14]

### 3.4 – Curvas características das bombas

As curvas características das bombas são muito importantes para a determinação do ponto de trabalho, vazão, carga, potência consumida e eficiência. Assim faremos uma pequena apresentação das curvas que descrevem e demonstram as características das bombas.

#### 3.4.1 – *Head* (H) x vazão (Q)

A curva *head versus* vazão serve para nos mostrar que, para um dado valor fixo para a vazão, a bomba conseguirá desenvolver um determinado *head*. Abaixo podemos ver um exemplo de uma curva *head versus* vazão. O *head* de uma bomba pode ser definido como a energia por unidade de peso que uma bomba tem capacidade de fornecer ao líquido a uma vazão específica.

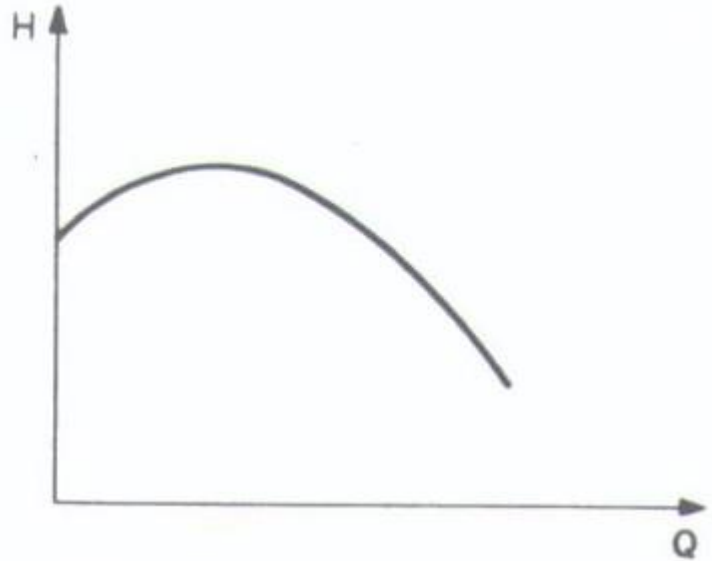


Figura 14 - Curva *Head* (H) x Vazão (Q) [1]

### 3.4.2 – Curva de potência absorvida ( $P_{ABS}$ ) x vazão (Q)

Esta curva mostra a variação da potência absorvida pela bomba em função da variação da vazão. Ela é muito importante na seleção da bomba, pois de posse dela podemos determinar a potência necessária ao acionador para que a bomba responda da forma que queremos. Esta curva é determinada pela relação (3.13) mostrada abaixo.

$$Pot_{ABS} = \frac{\gamma QH}{75n} \quad (3.13)$$

Onde as unidades das grandezas físicas usadas para essa fórmula são:

- $Pot_{ABS}$  em CV;
- Q em  $m^3/s$ ;
- H em m;
- $\gamma$  em  $kgf/m$ ;

e  $n$  é a eficiência da bomba.

Para encontrar a potência cedida ao fluido pela bomba, deveremos usar a equação (3.14) demonstrada abaixo.

$$\text{Pot}_{\text{ABS}} = \frac{\gamma Q H}{75} \quad (3.14)$$

As unidades são as mesmas da equação (3.13).

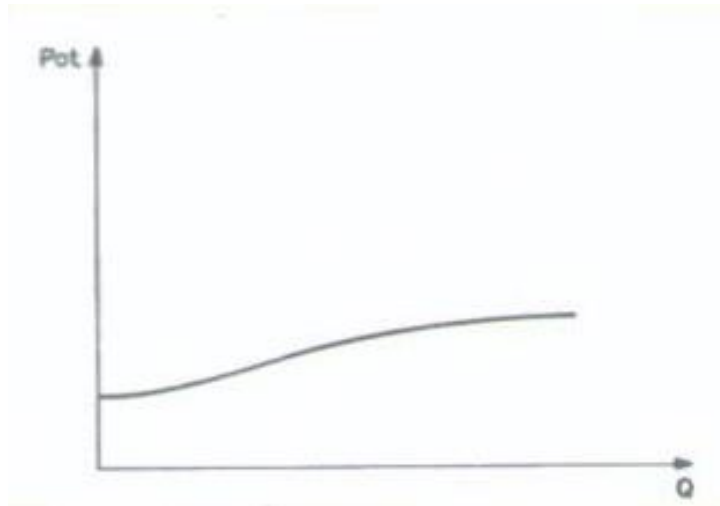


Figura 15 - Curva Potência abs (Pot) x Vazão (Q)

### 3.4.3 – Curva rendimento total (n) x vazão (Q)

O rendimento total é o produto dos rendimentos hidráulico, mecânico e volumétrico da bomba, como visto na equação (3.15). Outra forma de expressá-lo pode ser vista na equação (3.16).

$$n = n_H n_M n_V \quad (3.15)$$

$$n = \frac{\text{Potência útil cedida ao fluido}}{\text{Potência absorvida pela bomba}} = \frac{\text{Pot}_c}{\text{Pot}_{\text{ABS}}} \quad (3.16)$$

A curva de rendimento *versus* vazão é demonstrada na figura abaixo.

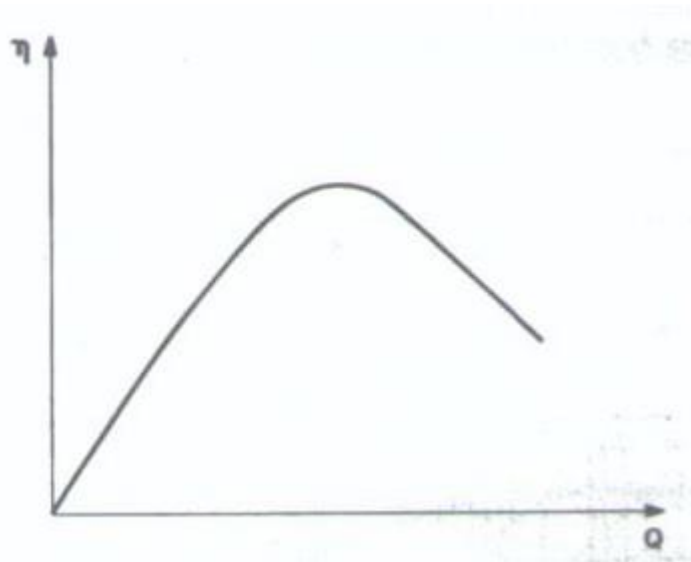


Figura 16 - Curva rendimento ( $\eta$ ) x Vazão (Q) [1]

### 3.4.4 – Apresentação das curvas características

As três curvas características da bomba normalmente são apresentadas em conjunto, ou seja, todas em um mesmo gráfico.

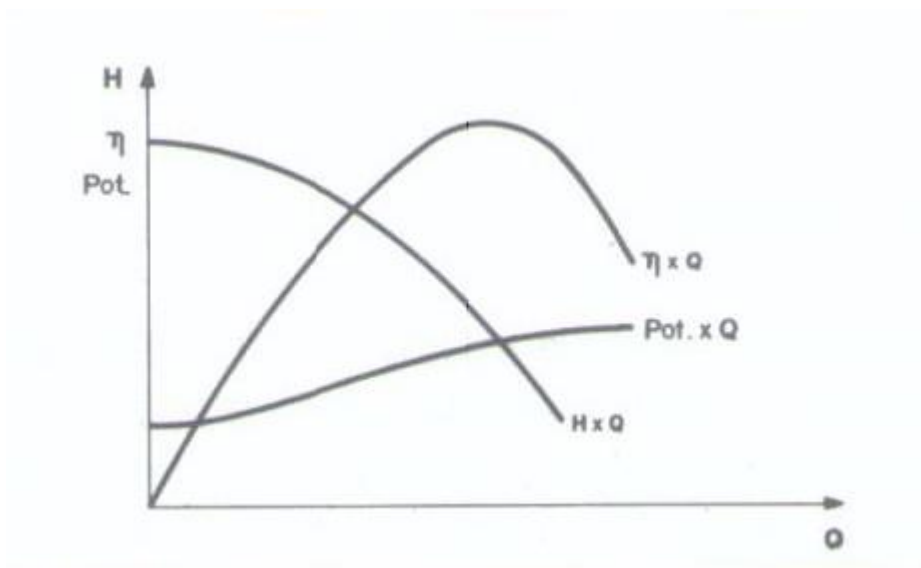


Figura 17 - Apresentação das curvas características [1]

### 3.5 – Fatores que modificam as curvas características das bombas

Neste tópico analisaremos a influência da modificação de algumas grandezas relacionadas às bombas hidráulicas nas suas curvas características. Veremos a diferença de alteração das curvas dos seguintes parâmetros:

- Mudança de rotação da bomba (N);
- Variação do diâmetro do impelidor (D);
- Influência da massa específica ( $\rho$ );
- Influência da viscosidade ( $\mu$ );
- Curvas operando com líquidos viscosos;
- Efeito do tempo de serviço.

Este estudo é um clássico problema de análise dimensional. Assim, segundo [1] os principais grupos adimensionais que devem ser avaliados para o estudo são:

$$\pi_1 = \frac{Q}{ND} \quad (3.17)$$

$$\pi_2 = \frac{H}{N^2 D^2} \quad (3.18)$$

$$\pi_3 = \frac{D^2 N \rho}{\mu} \quad (3.19)$$

$$\pi_4 = \frac{\text{Pot}}{\rho N^3 D^5} \quad (3.20)$$

Com estes grupos adimensionais  $\pi_1, \pi_2, \pi_3$  e  $\pi_4$  podemos chegar a três equações que nos auxiliam na análise. Estas equações são obtidas simplesmente manejando algebricamente os grupos adimensionais das equações (3.17), (3.18), (3.19) e (3.20).

O índice 1 refere-se aos dados da bomba operando nas condições iniciais, enquanto que o índice 2 refere-se a bomba operando na condição desejada, ou diferenciada. Sendo assim, obtemos o seguinte resultado demonstrado abaixo.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (3.21)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (3.22)$$

$$\frac{\text{Pot}_2}{\text{Pot}_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \quad (3.23)$$

Agora, tendo conhecimento dos principais grupos adimensionais, podemos iniciar a análise da influência dos parâmetros nas curvas características.

### 3.5.1 - Influência da mudança de rotação da bomba

Mantendo-se todos os demais parâmetros constantes e apenas alterando a rotação da bomba (N) nas equações (3.21), (3.22) e (3.23), obtemos as equações demonstradas abaixo.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (3.24)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (3.25)$$

$$\frac{\text{Pot}_2}{\text{Pot}_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (3.26)$$

Assim, sempre que quisermos uma nova curva da bomba com uma rotação diferente daquela em que a curva cedida pelo fabricante foi executada, deveremos usar as equações (3.24), (3.25) e (3.26) para ajusta-las a nova velocidade.

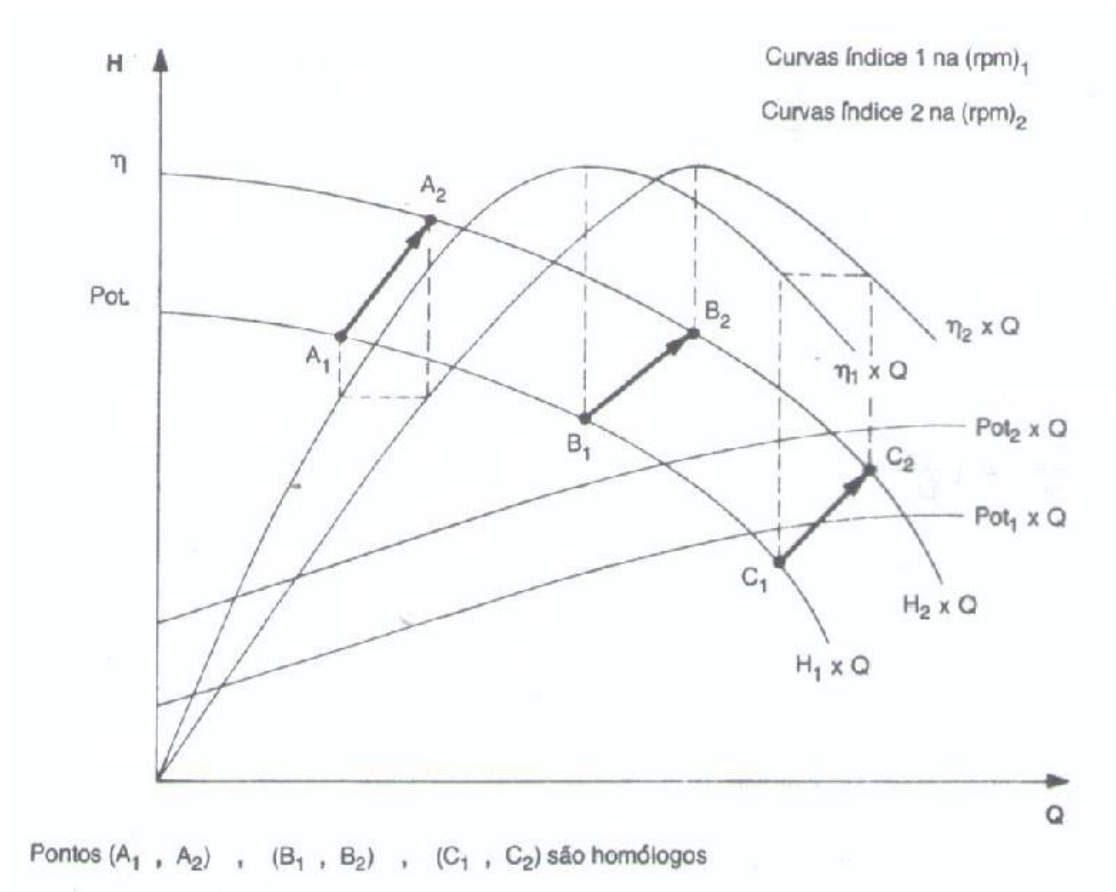


Figura 18 - Efeito da rotação nas curvas características [1]

É importante notar que a curva de “eficiência x vazão” é obtida através do fato de que pontos homólogos têm rendimentos iguais. Para observarmos este fato, olhemos a equação (3.27) demonstrada abaixo:

$$n = \frac{\gamma Q H}{\text{Pot}_{\text{ABS}}} \quad (3.27)$$

Como Q é proporcional a N, H é proporcional a N<sup>2</sup> e a potência absorvida é proporcional a N<sup>3</sup>, conclui-se que pontos homólogos têm o mesmo rendimento.

### 3.5.2 – Variação do diâmetro do impelidor

Primeiramente, para analisarmos o efeito do diâmetro do impelidor teremos que definir duas situações diferentes onde o diâmetro sofre alterações.

O primeiro caso refere-se a bombas geometricamente semelhantes, ou seja, bombas que possuam de certo modo proporcionalidades constantes entre si. Assim, o diâmetro do impelidor é tomado como dimensão significativa da bomba. A determinação então da influência da alteração do diâmetro do impelidor nas curvas características da bomba são feitas com os parâmetros adimensionais das equações (3.17), (3.18) e (3.19), resultando nas equações abaixo.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (3.28)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (3.29)$$

$$\frac{\text{Pot}_2}{\text{Pot}_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \quad (3.30)$$

O segundo caso se refere a bombas cujo impelidor sofreu redução de tamanho (usinagem), enquanto que as outras dimensões permaneceram constantes. Uma análise um pouco mais detalhada é necessária, e poderá ser vista na referência [1].

Portanto, para fins práticos, segundo estudado em [1], as equações utilizadas para o estudo da influência da alteração do diâmetro do impelidor quando o mesmo sofre usinagem ou pequena redução no diâmetro estão indicadas abaixo.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right) \quad (3.31)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (3.32)$$



$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (3.33)$$

O fato de o impelidor poder ser usinado para atender diferentes parâmetros de operação é amplamente utilizado pelos fabricantes de bombas afim de atender diversos tipos de demandas dos clientes. Porém, como esperado, a usinagem do impelidor tem limites. Com a usinagem do rotor, a eficiência da bomba pode cair muito se o impelidor tiver seu diâmetro drasticamente reduzido.

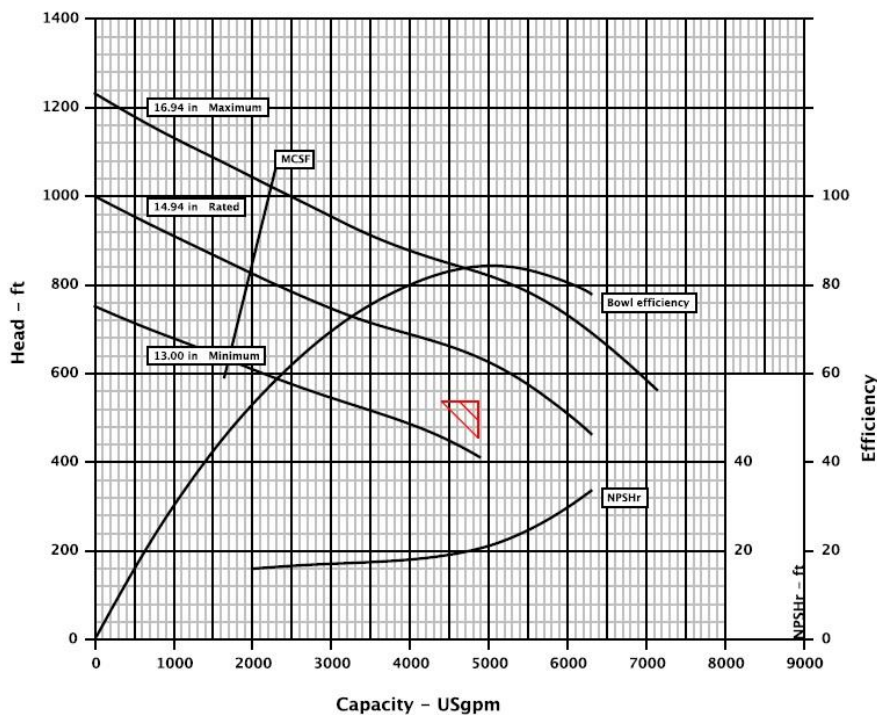


Figura 19 - Faixa de variação admissível do diâmetro [11]

### 3.5.3 – Influência da massa específica ( $\rho$ )

Observando os grupos adimensionais  $\pi_1, \pi_2$  e  $\pi_3$  e fazendo uma pequena análise das equações (3.21), (3.22) e (3.23) vemos que o *head* e a vazão não dependem da massa específica do fluido, porém a potência absorvida é diretamente proporcional a esta propriedade. Assim, para variações na massa específica do fluido usaremos as equações abaixo para calcular as novas curvas.

$$Q_2 = Q_1 \quad (3.34)$$

$$H_2 = H_1 \quad (3.35)$$

$$\frac{\text{Pot}_2}{\text{Pot}_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (3.36)$$

### 3.5.4 – Influência da viscosidade

A influência da viscosidade fica evidente a partir do parâmetro  $\pi_4$ , já citado na equação (3.20). Usando-se a equação da velocidade periférica (3.37) e substituindo-se a mesma na equação (3.20) temos um novo fator adimensional, chamado em [1] de  $\pi_4'$ . Este parâmetro também é conhecido como número de Reynolds do impelidor.

$$U_2 = \pi D_2 N \quad (3.37)$$

$$\pi_4' = \frac{D_2 U_2 \rho}{\mu} \quad (3.38)$$

Este novo parâmetro adimensional pode ser utilizado para a correção da carga (H) e da eficiência ( $\eta$ ). Porém, na realidade, a correção das curvas características das bombas quando operadas com líquidos viscosos é feita segundo a carta editada pelo *Hydraulic Institute*.

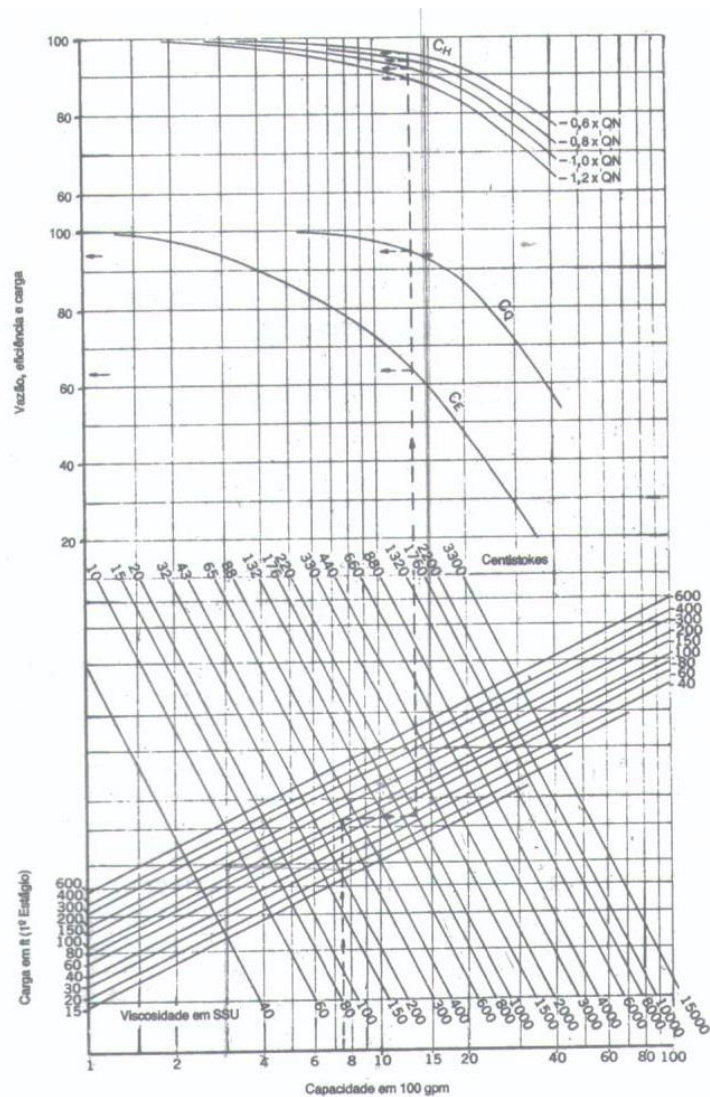


Figura 20 - Carta de correção das curvas características para bombas operando com líquidos viscosos [1]

### 3.5.5 – Correção das curvas características operando com líquidos viscosos

Normalmente, as curvas características das bombas são fornecidas pelo fabricante para um funcionamento com água. Como já visto, as características de desempenho da bomba pode sofrer alterações quando operando com líquidos viscosos.

Para a obtenção das novas curvas, é necessária uma série de procedimentos de cálculo utilizando a carta da figura 20. Porém, a utilização da carta do *Hydraulic Institute* têm limitações em seu uso, que são:

- Só usar dentro da escala mostrada, não extrapolar;

- Usar somente para bombas de projeto hidráulico convencional ( não usar para bombas tipo *mixed-flow*, axial, ou de projeto especial);
- Usar apenas onde o NPSH disponível é capaz de evitar a cavitação;
- Só utilizar a carta para líquidos newtonianos.

Abaixo veremos o passo a passo utilizado para os cálculos necessários para a adequação das curvas características. O índice **w** é para denominar as grandezas referentes ao desempenho da bomba operando com água, enquanto que o índice **vis** é utilizado para identificar os parâmetros de performance da bomba operando com o líquido viscoso.

### 3.5.5.1 - Método para a obtenção das novas curvas características das bombas operando com líquidos viscosos.

- Localizar na curva da bomba fornecida pelo fabricante o ponto de maior eficiência da bomba. Esta vazão será  $1,0 \times Q_w$ .
- Calcular  $(0,6 Q_w)$ ,  $(0,8 Q_w)$  e  $(1,2 Q_w)$ .
- Obter os *head* ( $H_w$ ) e rendimentos ( $n_w$ ) referentes a todas as vazões encontrados anteriormente na curva da bomba.
- Entrar pela abscissa da carta (Figura 20) com o valor  $(1,0 \times Q_w)$ , subir verticalmente até o *head* desenvolvido por estágio da bomba nesta capacidade. Após, seguir horizontalmente até a viscosidade do fluido viscoso ( $\mu_{vis}$ ) e em seguida verticalmente até as curvas de correção.
- Retirar da carta os valores de CQ, CE e os quatro valores de CH referentes às vazões  $(0,6 Q_w)$ ,  $(0,8 Q_w)$ ,  $(1,0 \times Q_w)$  e  $(1,2 Q_w)$ .
- Finalmente, usam-se as equações abaixo para a obtenção das novas curvas características das bombas.

$$Q_{vis} = CQ \times Q_w \quad (3.39)$$

$$H_{vis} = CH \times H_w \quad (3.40)$$

$$n_{vis} = CE \times n_w \quad (3.41)$$

$$\text{BHP}_{\text{VIS}} = \frac{Q_{\text{VIS}} H_{\text{VIS}} d}{3950 \times n_{\text{VIS}}} \quad (3.42)$$

Para a fórmula (3.42) , segundo [1],temos que:

$Q_{\text{VIS}}$ - Capacidade viscosa em gpm;

$H_{\text{VIS}}$  – Carga viscosa em ft;

$d$  - Densidade;

$n_{\text{VIS}}$  – Eficiência viscosa, em %.

Estas fórmulas podem ser utilizadas com certa aproximação para o caso inverso, ou seja, quando se tem o desempenho da bomba operando com líquidos viscosos e deseja-se saber o seu desempenho operando com água.

$$Q_{\text{W}}(\text{aprox}) = \frac{Q_{\text{VIS}}}{\text{CQ}} \quad (3.43)$$

$$H_{\text{W}}(\text{aprox}) = \frac{H_{\text{VIS}}}{\text{CH}} \quad (3.44)$$

### 3.5.6 – Efeito do tempo de serviço

Intuitivamente podemos deduzir que o tempo de serviço piora o desempenho da bomba. Entretanto, é difícil quantificar esta piora por meio de fórmulas ou expressões empíricas devido aos diferentes materiais empregados nas construções das bombas e de seus vários tipos de serviço. O único modo de assegurar o desempenho de uma bomba após certo tempo de serviço é submetê-la a testes e obter suas novas curvas características.

Por esta razão, este tipo de análise não será feita em nosso estudo, visto que o dimensionamento da bomba estar ainda na fase de projeto.

### 3.6 – Características do sistema

Após a revisão de todas as características construtivas e de funcionamento das bombas hidráulicas, veremos agora uma recordação da teoria utilizada para abordar o sistema em que a mesma está inserida. Para isso utilizaremos [1] como base para a descrição.

#### 3.6.1 – Conceituação de altura manométrica do sistema (H)

Para determinarmos o ponto de trabalho em que a bomba operará, teremos que saber o quanto de energia por unidade de peso o sistema em que a bomba se encontra instalada pede, em função da vazão bombeada. Esta energia solicitada pelo sistema, para cada vazão, é função da altura estática de elevação, da diferença de pressões entre os reservatórios de sucção e descarga e das perdas existentes nas tubulações e acessórios.

Esta energia solicitada é o que se entende por altura manométrica do sistema. A altura manométrica do sistema é calculada pela fórmula abaixo.

$$H = h_d - h_s \quad (3.45)$$

Onde,

$h_s$  – É a altura manométrica de sucção, ou seja, a quantidade de energia por unidade de peso já existente no flange de sucção para uma determinada vazão, em metros (m);

$h_d$  . É a altura manométrica de descarga, ou seja, a quantidade de energia por unidade de peso que deve existir no flange de descarga para que o fluido alcance o reservatório de descarga nas condições exigidas de vazão e pressão, em metros (m).

Este conceito deve ser entendido como a quantidade de energia por peso de fluido que deve ser cedida ao mesmo pela bomba para que ele atinja o reservatório de descarga.

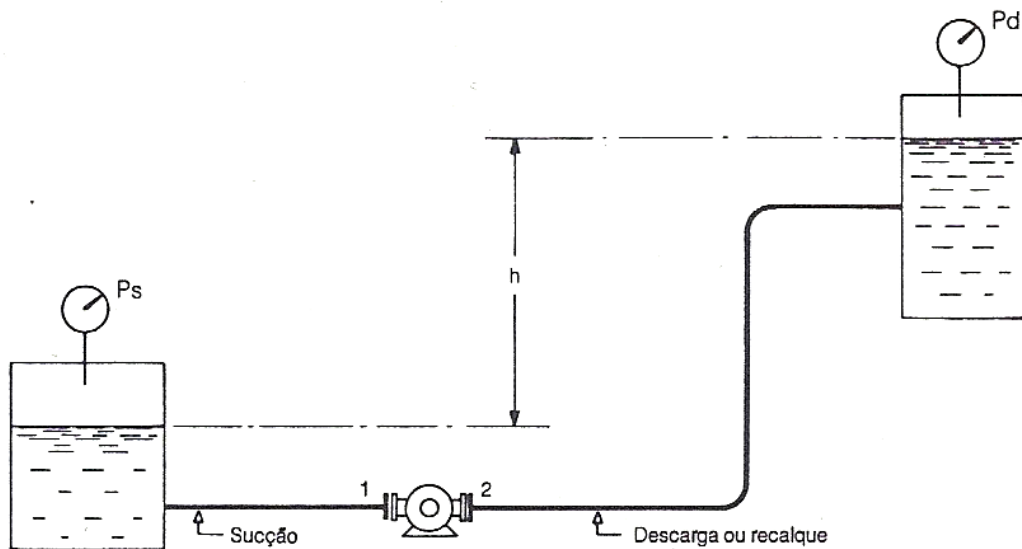


Figura 21 - Sistema de bombeamento [1]

### 3.6.2 – Altura manométrica de sucção

Poderemos calcular a altura manométrica de sucção por duas maneiras. A primeira consiste em aplicar o teorema de Bernoulli (item 3.2.5) entre um ponto tomado na superfície livre do reservatório de sucção e o flange de descarga.

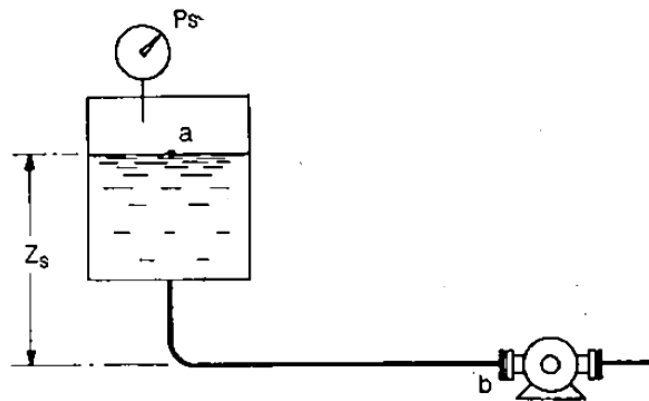


Figura 22 - Reservatório de sucção [1]

$$h_s = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} \quad (3.46)$$

Onde,

$h_s$  – Altura manométrica de sucção;

$Z_s$  – Altura estática de sucção;

$P_s$  – Pressão manométrica no reservatório de sucção;

$\gamma$  – Peso específico do fluido;

$h_{fs}$  – Perda de carga na linha e acessórios de sucção incluindo a perda na entrada da tubulação;

Como a perda de carga devido ao atrito do fluido com a tubulação tende a diminuir a quantidade de energia por peso de fluido disponível no flange de sucção, ela entra na fórmula (3.46) com o sinal negativo.

A segunda maneira de calcular a altura manométrica de sucção consiste em medir localmente a quantidade de energia por unidade de peso existente no flange de sucção. A altura manométrica seria calculada então pela seguinte fórmula:

$$h_s = \frac{P_{fs}}{\gamma} + \frac{V_{fs}^2}{2g} \quad (3.47)$$

Onde,

$P_{fs}$  – Pressão manométrica medida no flange de sucção;

$V_{fs}$  – Velocidade do fluido no flange de sucção;

$g$  – Aceleração da gravidade.

Vale salientar que o segundo método somente poderia ser utilizado em instalações já existentes e em pleno funcionamento. Os valores de  $P_{fs}$  seriam retirados do manômetro de sucção e o valor da velocidade seria retirado pela fórmula (3.48).

$$V_{fs} = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (3.48)$$

### **3.6.3 – Altura manométrica de descarga**

Analogamente à altura manométrica de sucção, a altura manométrica de descarga poderá ser calculada também por duas maneiras. A primeira delas é a utilização do teorema de Bernoulli (item 3.2.5) entre o flange de descarga e o ponto final de descarga.



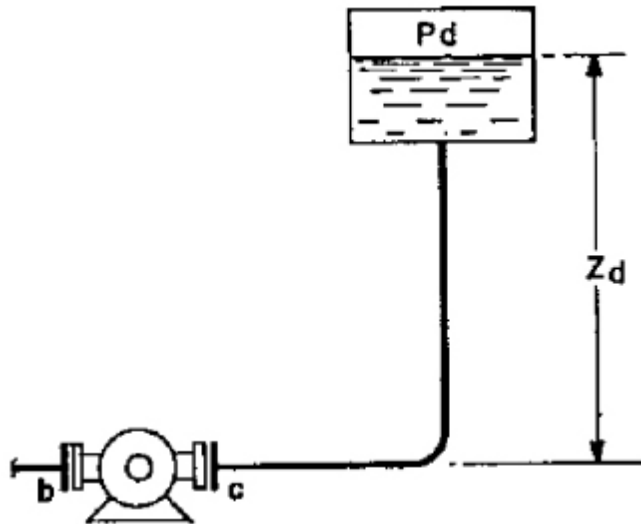


Figura 23 - Linha e reservatório de descarga [1]

$$h_d = Z_D + \frac{P_d}{\gamma} + h_{fd} \quad (3.49)$$

Onde,

$Z_D$  - Altura estática de descarga;

$P_d$  - pressão manométrica no reservatório de descarga;

$\gamma$  - Peso específico do líquido;

$h_{fd}$  - perda de carga na linha e acessórios da descarga incluindo a perda na saída do líquido na tubulação.

Como a perda de carga tende a aumentar a quantidade de energia por unidade de líquido necessária no flange de descarga, ela entra na fórmula (3.48) com o sinal de positivo.

Da mesma forma que no cálculo da altura manométrica de sucção, a segunda maneira consiste em medir localmente a quantidade de energia por unidade de peso existente no flange de descarga.

$$h_d = \frac{P_{fd}}{\gamma} + \frac{V_{fd}^2}{2g} \quad (3.50)$$

Novamente, esta alternativa só poderá ser utilizada em casos onde a instalação já está operando.

### 3.6.4 – Altura manométrica total (H)

Aplicando-se as equações (3.49) e (3.46) na (3.45) obteremos a equação (3.51), que será o utilizado neste estudo. Esta é a fórmula da altura manométrica total do sistema.

$$H = (Z_D - Z_S) + \frac{(P_D - P_S)}{\gamma} + (h_{fs} + h_{fd}) \quad (3.51)$$

Usando-se o segundo método de cálculo da altura manométrica, ou seja, usando as equações (3.47) e (3.50) na (3.45) obteremos a equação (3.52):

$$H = \frac{(P_{fd} - P_{fs})}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \quad (3.52)$$

Para o segundo método foi considerado que a diferença de altura entre o flange de sucção e o flange de descarga é desprezível. Caso esta altura venha a ser uma diferença considerável, deve-se adicionar  $(Z_{fd} - Z_{fs})$  a equação (3.52), onde  $Z_{fd}$  é a altura do flange de descarga e  $Z_{fs}$  é a altura do flange de sucção.

### 3.6.5 – Determinação da curva do sistema

A curva do sistema é a curva que mostra a variação da altura manométrica total com a vazão, ou seja, a variação da energia por unidade de peso necessária em função da vazão. Temos que pela própria expressão (3.51), podemos observar que a mesma possui uma parte estática (não varia com a vazão) e uma parte de fricção (ou seja, varia com a vazão).

$$H = (Z_D - Z_S) + \frac{(P_D - P_S)}{\gamma} + (h_{fs} + h_{fd})$$

Parte estática
Parte da fricção

Para a determinação da curva do sistema devem-se arbitrar inicialmente seis valores de vazão. Nestes valores deverão estar inclusos os de vazão nula e o de operação do sistema. Além deles, dois valores superiores e dois inferiores ao da vazão de operação do sistema devem ser escolhidos.

Assim, de posse com os valores de  $H$  obtidos, e também de suas respectivas vazões  $Q$ , podemos traçar a curva do sistema, como demonstrado na figura abaixo.

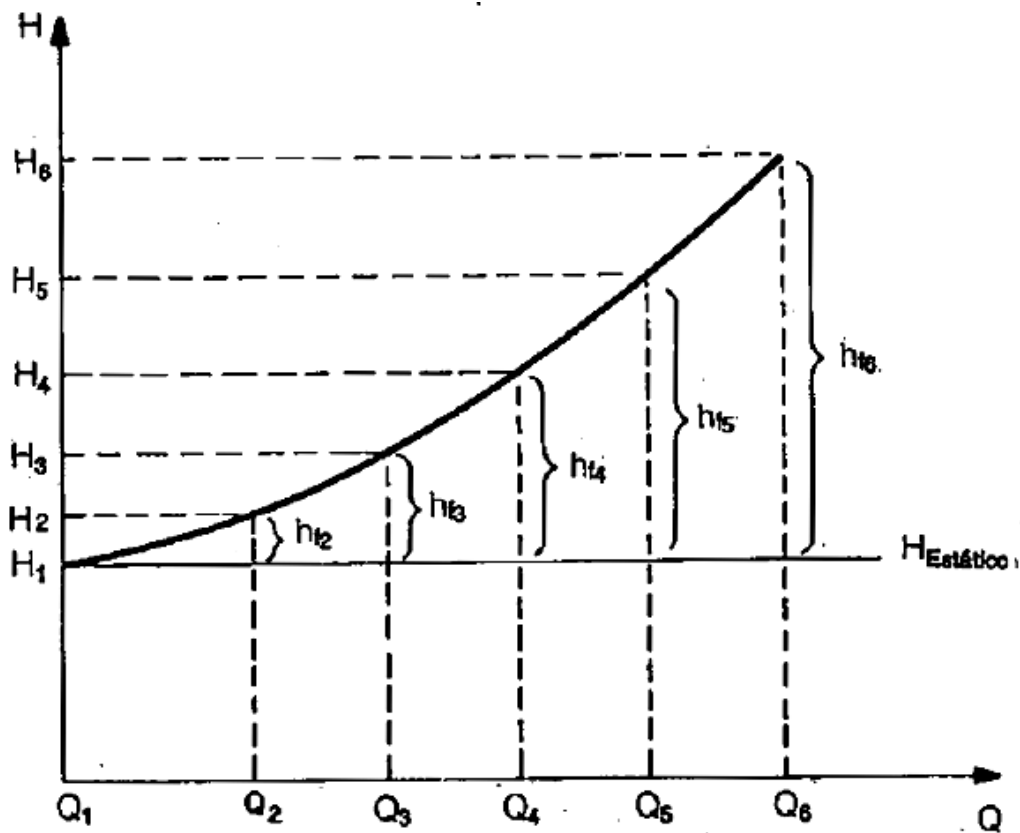


Figura 24 - Curva do sistema [1]

### 3.6.6 – Influência do nível de líquido na curva do sistema

O caso de influência que será estudado será quando os níveis de reservatório de sucção e descarga variam substancialmente. Neste caso, imaginemos a situação mostrada na figura abaixo.

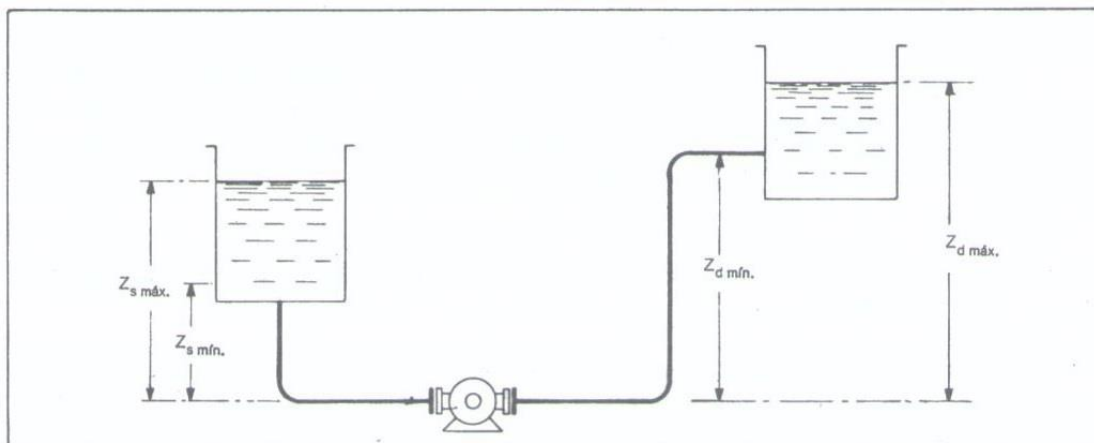


Figura 25 - Variação de  $Z_d$  e  $Z_s$  ao longo de uma operação de transferência [1]

Neste caso, teríamos que no início da operação a diferença ( $Z_D - Z_S$ ) seria mínima, enquanto que no final da operação ela seria máxima. Assim, ao invés de um ponto de trabalho, teríamos uma faixa de operação durante a operação, ilustrada na figura 26.

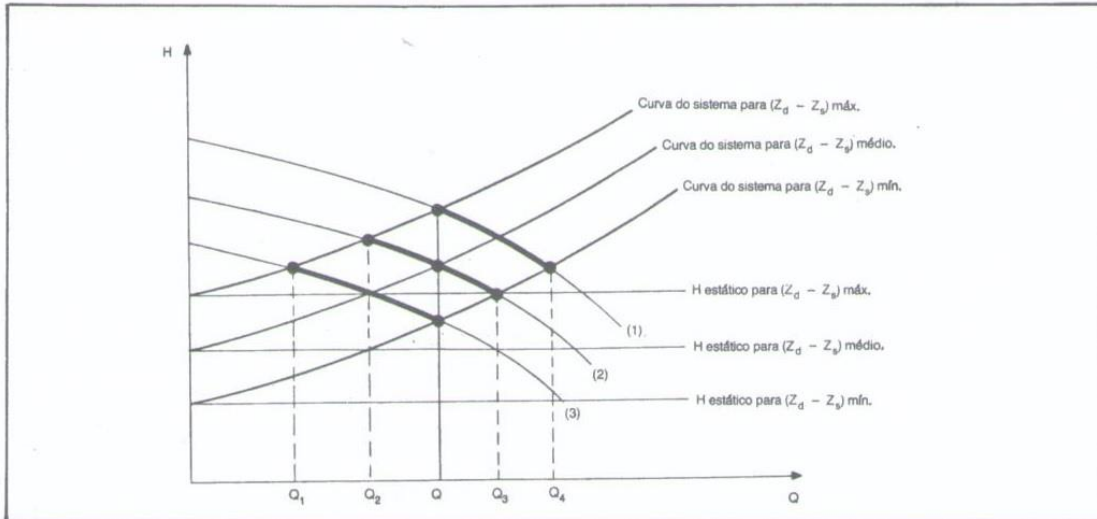


Figura 26 - Faixas operacionais decorrentes da variação do nível de líquido [1]

### 3.7 – Determinação do ponto de trabalho

Se sobrepujermos as curvas do sistema (Figura 24) e as curvas características das bombas (Figura 17), obteremos o ponto normal de trabalho. Este ponto está localizado na intersecção das curvas do sistema e da bomba. Fisicamente, este ponto significa que a energia por unidade de peso necessária para que o fluido se desloque da sucção até o reservatório de descarga exigida pelo sistema a certa vazão  $Q$  é igual a energia por unidade de peso cedida pela bomba ao líquido, ou seja, o sistema está em equilíbrio.

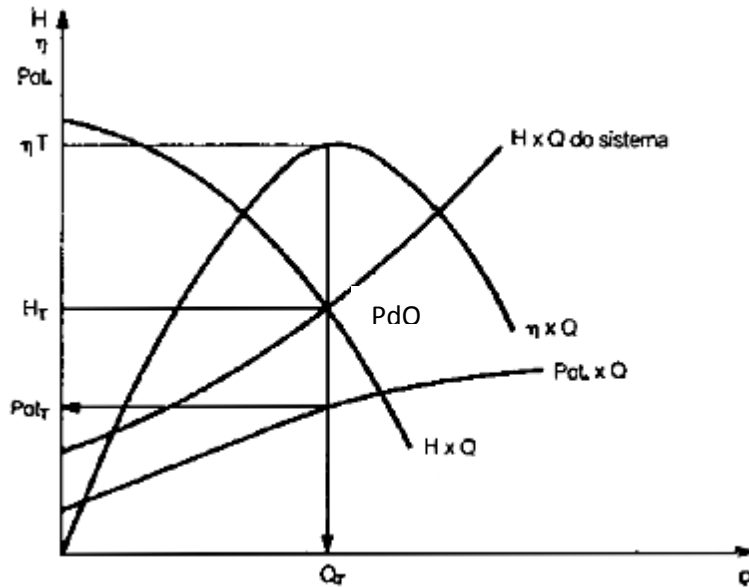


Figura 27 - Ponto de trabalho ( $Q_T$ ,  $H_T$ ,  $P_T$ ,  $\eta_T$ ) [1]

### 3.8 – Cavitação

Sem sombra de dúvidas a cavitação é um dos assuntos mais importantes relacionados a bombas, não somente na seleção de uma bomba como também na operação da mesma.

Em uma abordagem clássica, a cavitação é o fenômeno que ocorre quando a pressão absoluta do líquido, na temperatura de bombeamento, atinge valor igual ou inferior à pressão de vapor em qualquer posição do sistema. Com isso, parte deste líquido irá se vaporizar e formar bolhas, que continuarão a fluir juntamente com o fluido. Assim que esta bolha encontrar algum ponto do escoamento em que a pressão esteja acima da pressão de vapor, esta bolha implodirá, ou seja, deixará de ser vapor e se transformará bruscamente em líquido. Todavia, como o volume específico do líquido é muito menor que o do vapor, o colapso das bolhas implicará a existência de um vazio, que será preenchido pelo líquido da vizinhança. Este rápido preenchimento gera uma onda de choque, que além de prejudicar o funcionamento da bomba, danifica a mesma.

No caso das bombas centrífugas, a região onde a pressão é mínima é na entrada (olho) do impelidor. Nesta parte, o líquido proveniente do reservatório de sucção ainda não recebeu nenhum incremento de energia e, além disso, teve sua energia por peso reduzida devido às perdas por atrito com a tubulação.

Na eventualidade do acontecimento da cavitação na região do olho do impelidor, o colapso se dará naquela zona em que a pressão for novamente superior a pressão de vapor, o que provavelmente será o canal do impelidor ou, posteriormente, na entrada da voluta ou canal das pás difusoras, dependendo do tipo de bomba.

A cavitação gera vários inconvenientes como barulho, vibração, alteração das curvas características e até danificação do material da bomba. Portanto, em resumo, tanto no dimensionamento de uma bomba quanto na sua operação devemos evitar a cavitação.

### 3.8.1 – Equacionamento da cavitação em bombas

Aqui, estudaremos a que requisitos teremos que obedecer para que o fenômeno indesejável da cavitação não ocorra. O conceito que descreve e quantifica a cavitação é o NPSH (*Net Positive Suction Head*).

Ele se divide em NPSH disponível e NPSH requerido. Um, se refere ao sistema enquanto que o outro, se refere a bomba.

#### 3.8.1.1 – NPSH disponível (NPSH<sub>d</sub>)

O NPSH disponível pode ser interpretado como a energia absoluta por unidade de peso acima da pressão de vapor, disponibilizado pelo sistema, no flange de sucção da bomba. Abaixo podemos ver a equação usada para calculá-lo.

$$\text{NPSH}_d = h_s + \frac{P_a - P_v}{\gamma} \quad (3.53)$$

Substituindo-se a equação para o cálculo da altura manométrica de sucção (3.46) na equação (3.53) obteremos a equação (3.54).

$$\text{NPSH}_d = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} + \frac{P_a - P_v}{\gamma} \quad (3.54)$$

É possível observar na equação (3.54) que todos os termos com exceção do  $h_{fs}$  permanecem constantes com a modificação da vazão. Portanto, com o aumento da vazão, como as perdas por atrito são proporcionais à velocidade do escoamento, há uma queda do NPSH disponibilizado pelo sistema no flange de sucção da bomba.

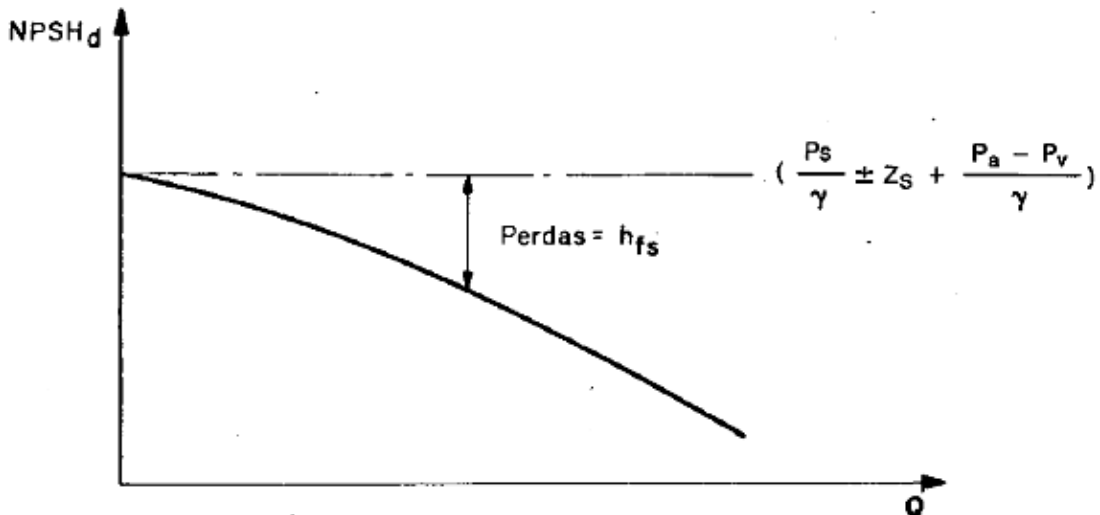


Figura 28 - Curva NPSH disponível *versus* vazão [1]

### 3.8.1.2 – NPSH requerido (NPSH<sub>r</sub>)

Analogamente a definição de NPSH disponível, o NPSH requerido pode ser interpretado como a energia absoluta mínima por unidade de peso acima da pressão de vapor que deverá constar no flange de sucção para que o fenômeno da cavitação não venha a ocorrer.

O NPSH requerido é informado pelo fabricante da bomba através de uma curva de NPSH<sub>r</sub> *versus* vazão.

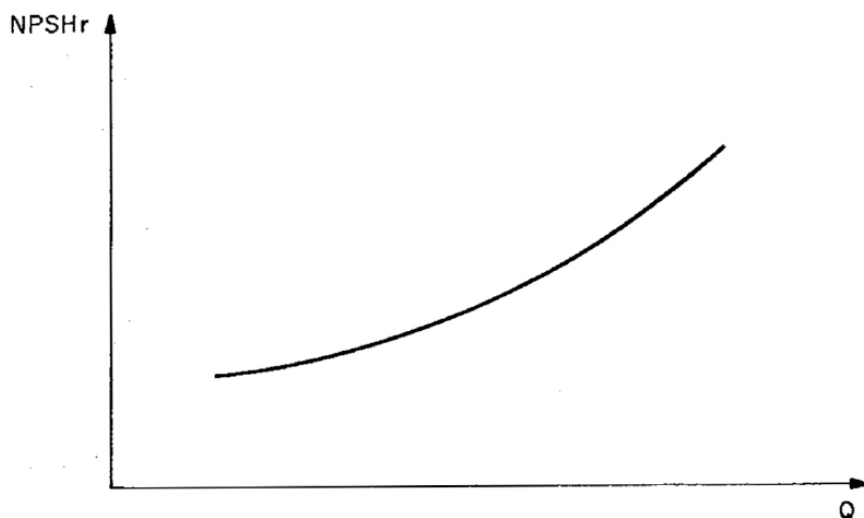


Figura 29 - NPSH requerido *versus* vazão [1]

De posse da curva de NPSH disponível *versus* vazão do sistema e da curva de NPSH requerido *versus* vazão da bomba, poderemos olhar se no ponto de operação da bomba

o  $NPSH_r$  superaria o  $NPSH_d$ . Caso isso aconteça, teremos o fenômeno da cavitação e a bomba não estará adequada ao serviço.

Normalmente, no processo de seleção de uma bomba, informamos para o fabricante o valor do  $NPSH_d$  e ele nos devolve a informação de qual bomba da sua linha de produtos atenderia aquelas condições de operação de projeto com aquele  $NPSH$  disponibilizado pelo sistema.

### 3.8.2 – Critério para a o dimensionamento

Como já mencionado no tópico anterior, o  $NPSH$  disponibilizado pelo sistema terá que ser maior que o  $NPSH$  requerido pela bomba. Agora, resta-nos definir o quanto maior o  $NPSH$  disponível necessita ser, para poder-se operar a bomba com certa margem de segurança. Segundo [1], o critério se dá pela equação abaixo.

$$NPSH_d \geq NPSH_r + 0,6 \text{ m de líquido} \quad (3.55)$$

Será necessário também calcular a vazão máxima admissível ( $Q_{m\acute{a}x}$ ) para a bomba, devido ao fato de que o  $NPSH_d$  diminui com o aumento da vazão, e o  $NPSH_r$  aumenta com o aumento da vazão. Logo, teremos um ponto de interseção das duas curvas. Isto pode ser demonstrado na figura abaixo.

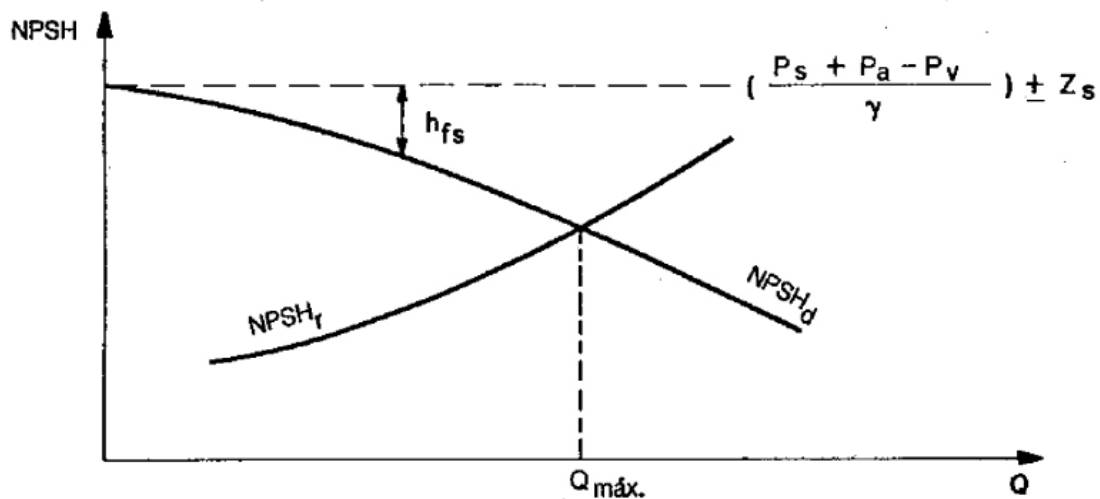


Figura 30 - Vazão máxima permissível [1]

A vazão correspondente ao ponto de interseção das duas curvas será a vazão máxima ( $Q_{m\acute{a}x}$ ).



## **4. 4 - Cálculos para o dimensionamento da bomba**

### **4.1 – Análise do sistema**

O sistema para qual a bomba será dimensionada é o sistema de *offloading*. O sistema de *offloading* é o responsável pela extração do óleo cru, localizado nos tanques de carga, para o navio aliviador. Ele é de vital importância para a plataforma, pois se o óleo não puder ser exportado, a produção do mesmo deverá ser interrompida visando à segurança dos ocupantes da plataforma.

O sistema é composto, no caso da FPSO P-66 de 12 bombas de *offloading*, uma estação de medição e dois equipamentos de *offloading*. Este sistema está localizado principalmente no *Main Deck* (El. 31400m), onde estão localizadas as bombas e o sistema de medição. Os equipamentos de *offloading* se encontram no *Forecastle Deck* (El. 37500m), e no *Poop Deck* (El. 37500), ou seja, um na proa e outro na popa da plataforma.

A bomba, como veremos no próximo tópico, é do tipo vertical e está instalada no *Main Deck*. A escolha deste tipo de bomba se deve a uma restrição na especificação técnica geral da cliente, na qual exige que o tipo de bomba seja do tipo vertical.

Os tanques de carga tem capacidade para um milhão e seiscentos mil barris de petróleo, ou seja, cada tanque possui uma capacidade de cerca de cento e trinta e três mil barris de petróleo.

O equipamento de *offloading* é composto basicamente de um grande carretel, uma mangueira de *offloading* de diâmetro igual a vinte polegadas além de válvulas e tubulações. A movimentação do carretel do equipamento é feita hidráulicamente. A força hidráulica se origina em uma unidade de força hidráulica, ou HPU (*Hydraulic Power Unit*). Esta unidade, porém, não faz parte do equipamento de *offloading*.

### **4.2 – Premissas utilizadas**

Aqui, vamos expor as informações que são essenciais para os cálculos que virão a seguir no projeto. As premissas de operação foram retiradas da especificação geral do cliente, enquanto que as premissas de projeto foram assumidas. As premissas assumidas visam garantir que a bomba funcionará de acordo com o esperado mesmo nas condições mais adversas.

#### 4.2.1 – Premissas de operação

Seguindo a referência [4], as premissas de operação da FPSO P-66 estão listadas abaixo.

- O sistema de *offloading* deverá ser capaz de exportar um milhão de barris de petróleo em vinte e quatro horas (1.000.000 bbl/dia)
- Durante a operação de *offloading*, haverá o uso simultâneo de seis bombas, ou seja, das doze bombas disponíveis (uma em cada tanque) apenas seis serão utilizadas;
- Não há operação de lastro e deslastro durante a operação de *offloading*;
- Os tanques estão preenchidos inicialmente com um milhão e trezentos mil barris de petróleo (1.300.000 bbl);

#### 4.2.2 – Premissas de projeto

Neste tópico veremos as premissas admitidas e exigidas por [4] para os cálculos do projeto.

- As perdas de carga a serem consideradas no projeto são:
  - A perda de carga no mangote do equipamento de *offloading*;
  - A perda nos equipamentos de *offloading*;
  - A perda no equipamento de medição;
  - A contrapressão de 2,0 bar manométrico no tanque do navio aliviador;
  - As perdas na sucção da bomba devem ser consideradas nulas;
  - As perdas devido ao atrito com a tubulação e seus acessórios.
- Os tanques de carga são pressurizados com CO<sub>2</sub> a 0,2 bar manométrico.
- A bomba de *offloading* succiona o óleo cru a ser exportado para o navio aliviador da linha de base da plataforma (El. 0 A.B.L).
- O cálculo do NPSH<sub>d</sub> será realizado para a condição crítica, ou seja, para quando o nível do tanque de carga for de zero metros (0 m).
- Os tanques de carga tem altura de 31,5 metros de altura. Porém, o nível máximo operacional será de 95% deste valor, ou aproximadamente 30 metros.
- As perdas de carga no pacote de *offloading* e na estação de medição são fornecidas pelos respectivos fabricantes.

- O cálculo para dimensionamento da bomba será feito para a bomba que estiver na condição mais crítica, ou seja, para a bomba que “enfrentar” a maior perda de carga.
- As propriedades do óleo cru utilizadas foram fornecidas pelo cliente, e encontram-se na tabela abaixo.

Tabela 5 - Propriedade do óleo cru, (retirado de I-ET-OFFLOADING).

Propriedades do Fluido	
Temperatura(°C)	60
Massa específica(kg/m <sup>3</sup> )	890
Viscosidade(cSt)@30°C	41,9
Pressão de Vapor(bar a)	0,408

### 4.3 - Dados de entrada

Com base nos P&IDs (*Piping and Instrument Diagrams*) e nas descrições do sistema já feitas, podemos desenhar um pequeno esquema simplificado do sistema de *offloading*.

$Z_{fs}$  – Altura do flange de sucção: 0 m;

$Z_{fd}$  – Altura do flange de descarga: 31,5 m;

$P_s$  – Pressão manométrica no reservatório de sucção: 0,2 bar;

$P_d$  – Pressão manométrica no reservatório de descarga: 2,0 bar;

$T$  – Temperatura de bombeamento: 30°C;

$\rho$  – Massa específica do óleo cru: 890 kg/m<sup>3</sup>;

$\nu$  – Viscosidade cinemática do óleo cru: 41,9cSt@30°C;

$P_v$  – Pressão de vapor do óleo cru: 0,408 bar a;

$A_T$  – Altura total do tanque: 31.5 m;

$N_b$  – Número de bombas operando simultaneamente: 6 bombas;

$g$  – Aceleração da gravidade: 9,81 m/s<sup>2</sup>.

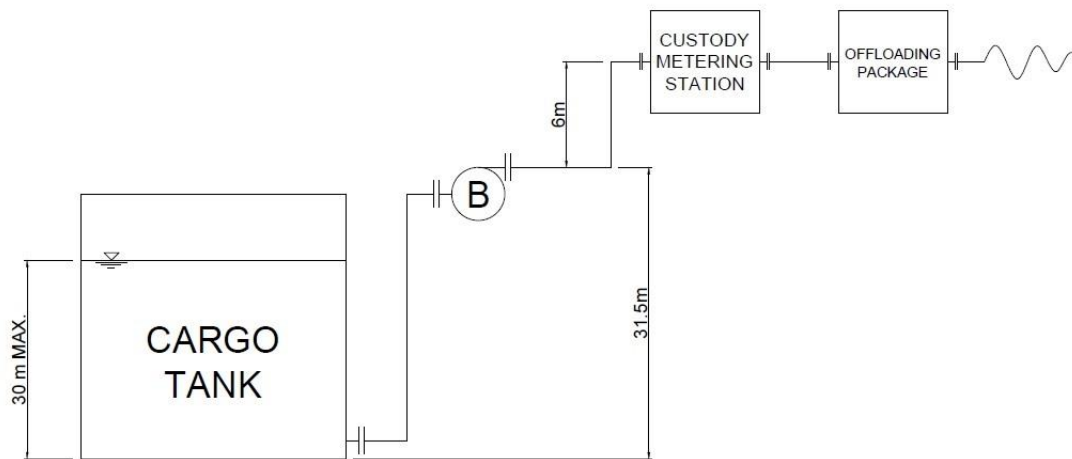


Figura 31 - Esquema simplificado do sistema de *offloading*

#### 4.4 – Cálculos preliminares

##### Nível inicial do tanque ( $Z_s$ )

Segundo a premissa utilizada, os tanques de carga estão inicialmente preenchidos com um milhão e trezentos mil barris de petróleo (1.300.000 bbl), ou seja, uma quantidade igual a 17223,6 metros cúbicos de petróleo para cada tanque. Segundo a referência [8], isto corresponde a um nível de ulagem de aproximadamente 10649,5 milímetros. Para calcularmos o nível  $Z_s$  do tanque no instante inicial da operação, usaremos a equação (4.1). Abaixo vemos a tabela de ulagem para os tanques de carga.

Tabela 6 - Tabela de ulagem dos tanques de carga [8]

Ullage	Load	Volume		Weight		Center of Gravity			FSML m.-MT	FSMT m.-MT
		CU.	METERS	METRIC	TON	LCG	TCG	VCG		
8400	.733	19090.627		16,990.66		253.350f	10.350p	11.501	100949.6	26375.04
8500	.730	19007.633		16,916.79		253.350f	10.350p	11.451	100949.6	26375.04
8600	.727	18924.637		16,842.93		253.350f	10.350p	11.401	100949.6	26375.04
8700	.723	18841.645		16,769.06		253.350f	10.350p	11.351	100949.6	26375.04
8800	.720	18758.648		16,695.20		253.350f	10.350p	11.301	100949.6	26375.04
8900	.717	18675.654		16,621.33		253.350f	10.350p	11.251	100949.6	26375.04
9000	.714	18592.658		16,547.46		253.350f	10.350p	11.201	100949.6	26375.04
9100	.711	18509.664		16,473.60		253.350f	10.350p	11.151	100949.6	26375.04
9200	.708	18426.668		16,399.73		253.350f	10.350p	11.101	100949.6	26375.04
9300	.704	18343.672		16,325.87		253.350f	10.350p	11.051	100949.6	26375.04
9400	.701	18260.682		16,252.01		253.350f	10.350p	11.001	100949.6	26375.04
9500	.698	18177.686		16,178.14		253.350f	10.350p	10.951	100949.6	26375.04
9600	.695	18094.691		16,104.28		253.350f	10.350p	10.901	100949.6	26375.04
9700	.692	18011.695		16,030.41		253.350f	10.350p	10.851	100949.6	26375.04
9800	.688	17928.699		15,956.54		253.350f	10.350p	10.801	100949.6	26375.04
9900	.685	17845.709		15,882.68		253.350f	10.350p	10.751	100949.6	26375.04
10000	.682	17762.713		15,808.81		253.350f	10.350p	10.701	100949.6	26375.04
10100	.679	17679.719		15,734.95		253.350f	10.350p	10.651	100949.6	26375.04
10200	.676	17596.723		15,661.08		253.350f	10.350p	10.601	100949.6	26375.04
10300	.672	17513.727		15,587.22		253.350f	10.350p	10.551	100949.6	26375.04
10400	.669	17430.736		15,513.35		253.350f	10.350p	10.501	100949.6	26375.04
10500	.666	17347.738		15,439.49		253.350f	10.350p	10.451	100949.6	26375.04
10600	.663	17264.744		15,365.62		253.350f	10.350p	10.401	100949.6	26375.04
10700	.660	17181.748		15,291.76		253.350f	10.350p	10.351	100949.6	26375.04
10800	.657	17098.754		15,217.89		253.350f	10.350p	10.301	100949.6	26375.04

$$Z_s = A_T - Ul \quad (4.1)$$

Onde,

$Z_s$  – nível do reservatório de sucção, em m;

$A_T$  – altura total do tanque, em m;

$Ul$  – ulagem do tanque, em m.

Assim, obtemos:

$$Z_s = 20,9 \text{ m}$$

### **Vazão total ( $Q_t$ )**

As premissas nos dão que o sistema deverá ser capaz de exportar um milhão de barris em vinte e quatro horas. Portanto, usaremos a equação (4.2) para saber a vazão em metros cúbicos por hora que deverá ser exportada.

$$Q_t = \frac{Q_{bp}}{t_e} \quad (4.2)$$

Onde:

$Q_t$  – Vazão total, em  $m^3/h$ ;

$Q_{bp}$  – Vazão a ser exportada, em  $m^3$ ;

$t_e$  – Tempo total da operação, em h.

Substituindo os valores de  $Q_{bp}$  e  $t$  na equação (4.2) obteremos o resultado abaixo.

$$Q_t = 6625 \text{ m}^3/h$$

### **Vazão por bomba ( $Q_b$ )**

Para efeito de dimensionamento da bomba, é importantíssimo saber a vazão desejada no projeto. Conseguimos isto usando a equação (4.3).

$$Q_b = \frac{Q_t}{N_b} \quad (4.3)$$

Onde:

$Q_b$  – Vazão por bomba, em  $m^3/h$ ;

$N_b$  – Número de bombas operando simultaneamente;

Substituindo os valores de  $Q_t$  e  $N_b$  na equação (4.3) obteremos o seguinte resultado.

$$Q_b = 1105 \text{ m}^3/h$$

### **Perda de carga no pacote da estação de medição**

A perda de carga no pacote da estação de medição é informada pelo fabricante da mesma.

Tabela 7 - Perda de carga no pacote da estação de medição - METROVAL

Q ( $m^3/h$ )	Perda de carga (bar g)
6630	1,81

### **Perda de carga no pacote de *offloading***

A perda de carga no pacote da estação de medição é informada pelo fabricante.

Tabela 8 - Perda de carga no pacote de *offloading* - SCANA

Q ( $m^3/h$ )	Perda de carga (bar g)
6630	4,6

### **Perda de carga na mangueira de *offloading***

A perda de carga na mangueira de *offloading* é informada pelo fabricante do pacote de *offloading*, visto que o mangote faz parte do pacote.

Tabela 9 - Perda de carga do mangote de *offloading* - SCANA

Q ( $m^3/h$ )	Perda de carga (bar g)
6630	1,6

### **Espessura da parede da tubulação utilizada (t)**

Segundo a especificação de tubulação I-ET-3010.92-1350-200-EGV-001, para uma tubulação B10H os valores para a espessura da parede da tubulação estão indicados na tabela abaixo:

Tabela 10 - Espessura da Tubulação segundo I-ET-3010.92-1350-200-EGV-001

DN(in)	Classe ou Parede
1/2"-2"	Sch 80
2 1/2" – 8"	Sch 40
10" – 36"	12,7mm

Como os diâmetros utilizados nas tubulações do sistema de *offloading* são de 12", 20" e 30", temos que a espessura **t** da tubulação para todas elas é de:

$$t = 12,7 \text{ mm}$$

### **Diâmetro interno das tubulações**

O diâmetro interno de uma tubulação pode ser facilmente calculado pela seguinte expressão:

$$D_i = D_e - 2 * t \quad (4.4)$$

Segundo [7], os diâmetros nominais para tubulações de aço segundo as normas ANSI B.36.10 e B.36.19 estão mostradas na tabela 11.

Tabela 11 - Tabela de diâmetros nominais - tubulações de aço [7]

Diâmetro nominal (pol.) - Diâmetro externo (mm) (v. Nota 5)	Designação de espessura (v. Nota 3)	Espessura de Parede (mm) (v. Nota 4)	Diâmetro interno (mm)	Área de secção livre (cm <sup>2</sup> )	Área de secção de metal (cm <sup>2</sup> )	Superfície externa (m <sup>2</sup> /m)	Peso aprox. (kg/m)		Seção transversal		
							Tubo vazio (v. Nota 6)	Conteúdo de água (v. Nota 7)	Momento de inércia (cm <sup>4</sup> )	Momento resistente (cm <sup>3</sup> )	Raio de giração (cm)
10 - 273	5S	3,40	266,2	556,8	20,2	0,858	22,54	55,68	2.651,4	194,22	9,53
	10S	4,19	264,7	560,3	35,4		27,83	55,03	3.200,8	234,38	9,50
	Std. 40, 40S	9,27	254,5	509,1	76,8		60,23	50,91	6.692,9	490,06	9,32
	XS, 60, 60S	12,7	247,6	481,9	103,9		81,45	48,19	8.824,1	645,77	9,22
	80	15,1	242,9	483,2	122,1		95,72	46,32	10.193	747,36	9,14
	120	21,4	230,2	416,1	169,3		132,7	41,61	13.486	988,32	8,94
12 - 324	5S	4,19	315,5	782,0	42,1	1,018	29,11	78,20	5.377,7	332,23	11,30
	10S	4,67	314,7	779,1	45,9		36,00	77,81	5.948,0	361,07	11,28
	20	6,35	311,1	760,7	63,5		49,70	76,07	7.987,5	493,34	11,23
	Std. 30	9,52	304,8	729,8	94,1		73,74	72,98	11.675	717,88	11,13
	40, 40S	10,3	303,2	722,0	101,5		79,65	72,20	12.487	771,97	11,10
	XS, 60, 80S	12,7	298,4	699,4	124,1		97,34	69,94	15.067	929,31	11,00
324	80	14,3	295,3	686,2	138,8	108,8	68,52	18.891	1.029,3	10,95	
	80	17,4	288,8	655,5	168,0	131,7	65,55	19.771	1.221,1	10,85	
	120	25,4	273,0	585,8	238,1	186,7	58,58	26.722	1.850,5	10,59	

14 - 356	10	6,35	342,9	923,3	69,7	1,118	54,62	92,33	10.630	598,24	12,34
	Std. 30	9,52	336,5	889,7	103,5		81,20	88,97	15.525	879,59	12,24
	40	11,1	333,4	872,9	120,1		94,29	87,29	17.856	1.003,1	12,19
	XS	12,7	330,2	856,2	136,8		107,3	85,62	20.146	1.132,6	12,14
	60	15,1	325,6	832,3	161,2		126,3	83,23	23.392	1.316,1	12,04
16 - 406	60	19,0	317,5	791,7	201,3	1,277	157,9	79,17	26.595	1.609,5	11,91
	100	23,8	308,0	746,2	246,4		194,5	74,52	34.339	1.930,7	11,76
	10	6,35	393,7	1.217,5	79,8		62,57	121,7	15.983	786,72	14,15
	Std. 30	9,52	387,3	1.178,1	118,8		93,12	117,8	23.392	1.162,2	14,05
	XS, 40	12,7	381,0	1.140,1	157,1		123,2	114,0	30.468	1.469,7	13,92
18 - 457	60	16,8	373,1	1.093,0	203,9	1,436	159,9	109,3	30.834	1.911,1	13,79
	80	21,4	363,6	1.038,1	258,7		203,0	103,8	48.158	2.370,0	13,64
	100	26,2	354,0	984,6	312,9		246,3	98,46	56.815	2.796,1	13,46
	10	6,35	444,5	1.551,7	89,9		70,52	156,2	22.851	999,79	15,95
	Std. 20	9,52	438,1	1.507,8	133,9		105,0	150,8	33.589	1.468,5	15,82
20 - 508	XS	12,7	431,8	1.464,6	177,4	1,587	139,0	146,5	43.829	1.917,6	15,72
	40	14,3	428,6	1.443,3	198,7		155,9	144,3	48.782	2.133,9	15,67
	60	19,0	419,1	1.379,4	261,9		205,6	137,9	63.059	2.758,4	15,49
	80	23,8	409,6	1.317,5	323,9		254,1	131,7	78.337	3.340,3	15,34
	100	29,4	398,5	1.247,2	394,8		309,4	124,7	90.738	3.969,7	15,16
24 - 610	10	6,35	495,3	1.926,6	100,1	1,914	78,46	192,7	31.509	1.240,7	17,73
	Std. 20	9,52	488,9	1.877,5	149,2		116,9	187,7	46.368	1.825,8	17,63
	XS, 30	12,7	482,6	1.829,1	197,4		154,9	182,9	60.545	2.388,0	17,53
	40	15,1	477,9	1.793,6	233,5		162,9	179,4	70.928	2.792,9	17,42
	60	20,6	469,7	1.711,1	315,5		247,6	171,1	93.943	3.699,2	17,25
30 - 762	80	26,2	455,6	1.630,4	396,1	2,393	310,8	163,0	115.379	4.543,3	17,07
	100	32,5	442,9	1.540,7	485,8		381,1	154,1	138.188	5.441,5	16,84
	10	6,35	596,9	2.800,2	120,3		94,35	260,0	54.776	1.798,3	21,34
	Std. 20	9,52	590,5	2.742,1	179,5		140,8	274,2	80.873	2.482,9	21,21
610	XS	12,7	584,2	2.677,6	236,1	2,593	186,7	267,8	106.139	2.653,5	21,11
	40	17,4	574,7	2.593,7	324,5		254,7	259,4	142.351	4.874,4	20,96
	60	24,6	560,4	2.464,6	451,6		354,3	246,5	193.547	6.369,3	20,70
	80	30,9	547,7	2.355,0	562,6		440,9	235,5	238.002	7.752,5	20,50
762	100	38,9	531,8	2.219,5	697,5	2,993	546,7	221,9	285.118	9.358,7	20,22
	10	7,92	746,1	4.374,4	187,7		147,2	437,4	133.609	3.507,5	26,67
-	20	12,7	736,6	4.264,8	298,7	3,393	234,4	426,5	209.779	5.507,0	26,49
	30	15,9	730,2	4.187,3	371,6		261,8	418,7	258.895	6.801,8	26,39



Tabela 12 - Diâmetros nominais utilizados

$D_N(\text{in})$	$D_e(\text{mm})$
12	324
20	508
30	762

Assim, substituindo os valores encontrados da tabela 12 e de  $t$  na equação (4.4) obteremos os seguintes valores para os diâmetros internos:

$$D_{i_{12''}} = 0,2986 \text{ m}$$

$$D_{i_{20''}} = 0,4826 \text{ m}$$

$$D_{i_{30''}} = 0,7366 \text{ m}$$

Onde:

$D_{i_{12''}}$  – Diâmetro interno da tubulação de 12”, em m;

$D_{i_{20''}}$  – Diâmetro interno da tubulação de 20”, em m;

$D_{i_{30''}}$  – Diâmetro interno da tubulação de 30”, em m.

#### **4.5 – Altura manométrica do sistema**

Dividiremos o cálculo da altura manométrica em duas partes: altura manométrica de sucção ( $h_s$ ) e altura manométrica de descarga ( $h_d$ ). Lembramos que segundo a equação (3.45), a altura manométrica total do sistema é:

$$H = h_d - h_s$$

Para o cálculo das alturas manométricas de sucção e descarga usaremos sempre o primeiro método de cálculo, ou seja, as equações (3.46) e (3.49). Essa escolha se deve ao fato de não termos disponível no momento do cálculo a pressão de recalque da bomba.

#### 4.5.1 – Altura manométrica de sucção ( $h_s$ )

Com vimos na equação (3.46), o cálculo da altura manométrica de sucção se dá por:

$$h_s = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} \quad (3.46)$$

#### Escolha do nível do reservatório de sucção ( $Z_s$ )

Para termos o conhecimento do valor da altura do reservatório de sucção, primeiramente teremos que estabelecer o nível zero. Para este estudo, o nível zero será a linha de base da plataforma (0 A.B.L.). Sendo assim, olhando nas premissas utilizadas no item (4.2.1), vemos que os tanques estão inicialmente preenchidos com um milhão e trezentos mil barris (1.300.000). Vimos que nesta situação, o nível do reservatório de sucção seria de:

$$Z_s = 20,9 \text{ m}$$

Porém, gostaríamos de analisar o pior caso enfrentado pela bomba, ou seja, o caso em que a altura manométrica do sistema requisitada fosse máxima, e com o  $NPSH_d$  mínimo. Assim, usaremos nível nulo no reservatório de sucção para os cálculos.

$$Z_s = 0 \text{ m}$$

#### Pressão manométrica no reservatório de sucção ( $P_s$ )

O tanque de carga é levemente pressurizado com  $CO_2$  para que não haja risco de explosão nos mesmos, devido aos hidrocarbonetos presentes. Assim como visto no item (4.3), a pressão manométrica no reservatório de sucção será:

$$P_s = 0,2 \text{ bar} = 20,26 \text{ kPa}$$

#### Peso específico do óleo cru ( $\gamma$ )

O peso específico do óleo cru pode ser calculado pela equação abaixo.

$$\gamma = \rho g \quad (4.5)$$

Substituindo os valores do item (4.3) na equação (4.5) obteremos o seguinte resultado para o peso específico do óleo cru:

$$\gamma = 8730,9 \text{ N/m}^3$$

#### **Perda de carga na sucção ( $h_{fs}$ )**

Como vimos nas premissas de projeto (item 4.2.2), as perdas na sucção da bomba devem ser desconsideradas. A bomba exigida pelo cliente é do tipo vertical, e seu impelido ficará imerso no fluido de trabalho.

$$h_{fs} = 0 \text{ m}$$

#### **Cálculo da altura manométrica de sucção ( $h_s$ )**

Com base nestes valores, poderemos agora substituí-los na equação (3.46) e obter o valor para a altura manométrica de sucção.

$$h_s = 2,32 \text{ m}$$

#### **4.5.2 – Altura manométrica de descarga ( $h_d$ )**

Para o cálculo da altura manométrica de descarga utilizaremos a equação (3.49). É na altura manométrica de descarga que se encontram as maiores perdas neste projeto.

$$h_d = Z_D + \frac{P_d}{\gamma} + h_{fd} \quad (3.49)$$

#### **Cálculo do nível do reservatório de descarga ( $Z_D$ )**

O nível do reservatório de descarga é a altura em metros em que o óleo é exportado da plataforma. Isto será aproximadamente a altura em que se encontra instalado o pacote de *offloading*. Como já vimos que os pacotes de *offloading* ficam instalados, um no *Poop Deck* e outro no *Forecastle Deck*, poderemos obter os valores de elevação. Assim, temos o valor de  $Z_D$  dado por:

$$Z_D = 37,5 \text{ m}$$

Pode-se ver este valor claramente na figura 31, onde temos desenhado um esquema simplificado do sistema de *offloading*.

### **Pressão do reservatório de descarga ( $P_d$ )**

Como visto nas premissas, o reservatório de descarga (navio aliviador) exerce uma contrapressão no sistema de *offloading*. Assim, o valor da pressão do reservatório de descarga será:

$$P_d = 2,0 \text{ bar} = 202,6 \text{ kPa} = 23,2 \text{ m}$$

#### **4.5.2.1 - Perdas de carga por atrito na descarga ( $h_{fd}$ )**

Agora nosso cálculo se concentrará em calcular a perda de carga na descarga. Esta perda de carga vem do atrito do líquido bombeado com a tubulação e seus acessórios, bem como os pacotes de *offloading* e da estação de medição. Como o cálculo destas perdas são um pouco mais extensos, reservamos um pequeno tópico somente para ela. Assim, precisaremos fazer pequenos cálculos complementares para que o cálculo da perda de carga seja possível.

Como sabemos, a perda de carga  $h_{fs}$  pode ser calculada seguindo a equação (3.12), que é mostrada novamente abaixo:

$$h_f = f \times \frac{L_{TOTAL}}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (3.12)$$

### **Velocidade na tubulação (V)**

Temos que a velocidade na tubulação é calculada pela seguinte equação:

$$V = \frac{Q}{A} \quad (4.6)$$

Onde:

V – Velocidade do escoamento na tubulação, em m/s;

Q – Vazão escoando na tubulação, em m<sup>3</sup>/s;

A – Área da seção transversal da tubulação, em m<sup>2</sup>.

Para as tubulações de 30” e 20”, o valor da vazão (Q) é tomado como o valor da vazão total (Q<sub>T</sub>). Porém, para as tubulações de 12”, o valor da vazão adotada será o valor da vazão por bomba (Q<sub>b</sub>), devido ao fato de que estas tubulações apenas levam o fluido do flange de descarga da bomba até o *header* que interconecta as doze bombas existentes. Portanto, apenas passará nesta tubulação a vazão correspondente a uma bomba.

Com os valores dos diâmetros internos já calculados e também das vazões, apenas substituiremos estes na equação (4.6), obtendo o seguinte resultado:

$$V_{12''} = 4,38 \text{ m/s}$$

$$V_{20''} = 10,1 \text{ m/s}$$

$$V_{30''} = 4,32 \text{ m/s}$$

Onde:

V<sub>12”</sub> – Velocidade do escoamento na tubulação de 12”, em m/s;

V<sub>20”</sub> – Velocidade do escoamento na tubulação de 20”, em m/s;

V<sub>30”</sub> – Velocidade do escoamento na tubulação de 30”, em m/s.

### **Número de Reynolds (Re)**

Usaremos a equação (3.3) para o cálculo do número de Reynolds.

$$Re = \frac{V * D_i}{\vartheta} \quad (3.3)$$

Utilizando os resultados para velocidade (V) e diâmetro interno (D<sub>i</sub>) obtidos anteriormente, poderemos chegar aos valores descritos abaixo.

$$Re_{12''} = 3 \cdot 10^4$$

$$Re_{20''} = 1,2 \cdot 10^5$$

$$Re_{30''} = 7,6 \cdot 10^4$$

Onde:

$Re_{12''}$  – Número de Reynolds na tubulação de 12”;

$Re_{20''}$  - Número de Reynolds na tubulação de 20”;

$Re_{30''}$  – Número de Reynolds na tubulação de 30”.

### **Rugosidade relativa**

Para o cálculo da rugosidade relativa usaremos a equação (3.10).

$$\epsilon_R = \frac{\epsilon}{D} \quad (3.10)$$

Segundo a referência [6], as linhas para carga (PCG) usam tubulações de aço carbono. Assim, a rugosidade absoluta utilizada para a tubulação de carbono será de:

$$\epsilon = 0,045 \text{ mm}$$

Assim, utilizando os valores já encontrados para o diâmetro e a rugosidade absoluta, obteremos a seguintes resultados para as rugosidades relativas.

$$\epsilon_{R 12''} = 0,0002$$

$$\epsilon_{R 20''} = 0,0001$$

$$\epsilon_{R 30''} = 0,00006$$

Onde:

$\epsilon_{R 12''}$  – Rugosidade relativa na tubulação de 12”;

$\epsilon_{R 20''}$  – Rugosidade relativa na tubulação de 20”;

$\epsilon_{R 30''}$  – Rugosidade relativa na tubulação de 30”;

### **Fator de atrito (f)**

Entrando-se no ábaco de Moody com os valores da rugosidade relativa e Reynolds encontrados para cada diâmetro de tubulação, os valores encontrados para o fator de atrito são:

$$f_{12''} = 0,024$$

$$f_{20''} = 0,017$$

$$f_{30''} = 0,019$$

Onde:

$f_{12''}$  – Fator de atrito para a tubulação de 12”;

$f_{20''}$  – Fator de atrito para a tubulação de 20”;

$f_{30''}$  – Fator de atrito para a tubulação de 30”.

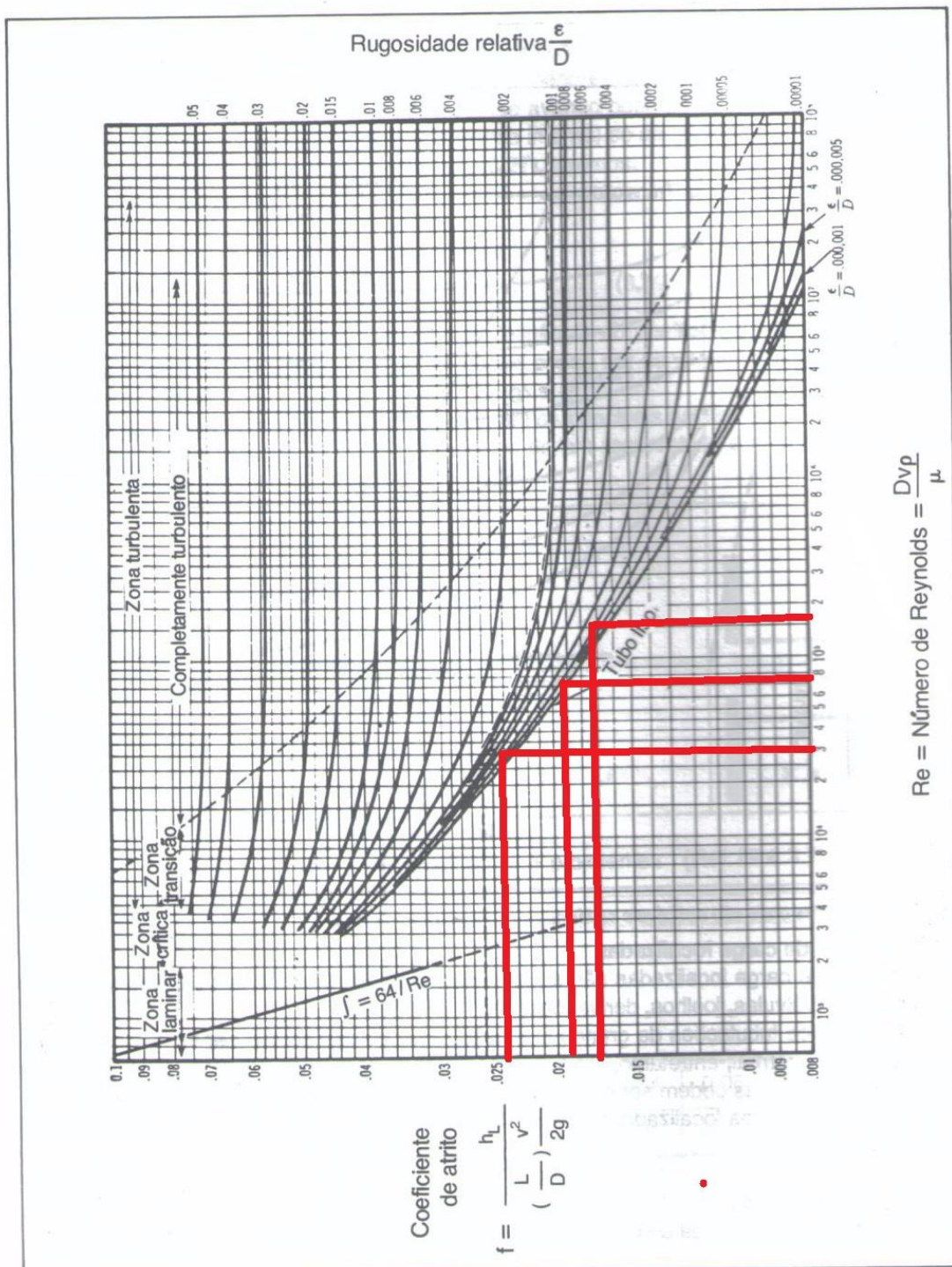


Figura 32 - Ábaco de Moody - Fator de atrito para as tubulações de 12", 20" e 30" [1]

**Comprimento de trecho reto e quantidade de acessórios**

Na tabela abaixo podemos ver o comprimento de trechos retos de tubulação e também a quantidade de acessórios (válvulas, derivações, joelhos etc.) que cada diâmetro de tubulação possui.



Estas informações foram retiradas dos isométricos da tubulação fornecidas pelo cliente. Vale salientar que para esta quantificação dos acessórios em que o fluido bombeado enfrenta, foi tomada como situação crítica a bomba que enfrenta maior quantidade de trechos retos e acessórios.

Tabela 13 - Comprimento reto da tubulação e quantidade de acessórios

D <sub>N</sub> (in)	C <sub>R</sub> (m)	J90	J45	T <sub>fluxo</sub>	T <sub>ramif</sub>	VE	VR	VB
12	16,2	3	0	1	0	0	1	2
20	14,2	3	0	1	0	1	0	0
30	343,0	7	4	7	3	0	0	5

Onde:

C<sub>R</sub> – Comprimento reto do trecho de tubulação;

J90 – Joelho de noventa graus, 90°;

J45 – Joelho de quarenta e cinco graus, 45°;

T<sub>fluxo</sub> – Derivação em T em que o fluido bombeado segue pela tubulação;

T<sub>ramif</sub> – Derivação em T em que o fluido bombeado segue pela derivação;

VE – Válvula do tipo esfera;

VR – Válvula de retenção;

VB – Válvula do tipo borboleta.

### **Comprimento equivalente dos acessórios.**

O método utilizado para a perda de carga na tubulação e acessórios foi o método do comprimento equivalente. Abaixo vemos as tabelas para comprimento equivalente e os respectivos valores circulados.

Tabela 14 - Comprimentos equivalentes utilizados para válvulas [1]

Diâmetro Nominal (Polegada)	Válvulas gaveta (abertura total)	Válvulas globo (2) (abertura total)			Válvula de retenção		Válvulas de esfera ou macho (abertura total)	Válvula de três vias (Área de abertura 80% da área tubo)		Válvula borboleta (abertura total)	Diâmetro Nominal (Polegada)
		90°	60°	45°	Portinhola	Levantamento		Fluxo direto	Fluxo pelo ramal		
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 ( 2,36)	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)	36 ( 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 ( 51,83)	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 ( 48,78)	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"

(2) Para válvulas globo parcialmente abertas, multiplicar os valores da tabela por:  
 3, se 3/4 aberta  
 12, se 1/2 aberta  
 70, se 1/4 aberta

Tabela 15- Comprimentos equivalentes para joelhos e tês [1]

Diâmetro nominal (in.)	Jelho (3) 90°		Curvas (3) 90°		T	
	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)
14	33 ( 10,06)	22 ( 6,71)	19 ( 5,79)	33 ( 10,06)	65 ( 19,82)	22 ( 6,71)
16	39 ( 11,89)	26 ( 7,93)	21 ( 6,40)	38 ( 11,59)	75 ( 22,87)	26 ( 7,93)
18	44 ( 13,41)	29 ( 8,84)	24 ( 7,32)	42 ( 12,80)	80 ( 24,30)	29 ( 8,84)
20	48 ( 14,63)	32 ( 9,76)	27 ( 8,23)	50 ( 15,24)	100 ( 30,49)	32 ( 9,76)
22	53 ( 16,16)	36 ( 10,98)	30 ( 9,15)	55 ( 16,77)	110 ( 33,54)	36 ( 10,98)
24	57 ( 17,38)	38 ( 11,59)	32 ( 9,76)	60 ( 18,29)	120 ( 36,59)	38 ( 11,59)
30	75 ( 22,87)	50 ( 15,24)	40 ( 12,20)	75 ( 22,87)	155 ( 47,26)	50 ( 15,24)
36	90 ( 27,44)	60 ( 18,29)	50 ( 15,24)	90 ( 27,44)	180 ( 54,88)	60 ( 18,29)
42	105 ( 32,01)	70 ( 21,34)	56 ( 17,07)	101 ( 30,79)	210 ( 64,02)	70 ( 21,34)
48	120 ( 36,59)	80 ( 24,39)	62 ( 18,90)	120 ( 36,59)	250 ( 76,22)	80 ( 24,39)
52	135 ( 41,16)	90 ( 27,44)	72 ( 21,95)	130 ( 39,63)	260 ( 79,27)	90 ( 27,44)

Abaixo temos uma tabela resumida para os valores de comprimento equivalente utilizados no projeto.

Tabela 16 - Dados de Comprimento Equivalente

Comprimento Equivalente [m]			
D <sub>N</sub>	12"	20"	30"
J90	6,4	9,76	15,24
J45	3,2	4,88	7,62
T <sub>fluxo</sub>	6,4	9,76	15,24
T <sub>ramif</sub>	18,29	30,49	47,26
VE	5,79	8,23	-
VR	42,68	60,98	-
VB	12,2	19,51	30,49

Pra a obtenção destes valores foi assumido que:

- Os joelhos são de raio longo (1,5D);
- A válvula de retenção é do tipo portinhola;

### Comprimento equivalente total (L<sub>total</sub>)

Com os dados da tabela 16 e da tabela 13, poderemos calcular agora o comprimento equivalente total da tubulação. Segundo a equação (3.11) temos que:

$$L_{TOTAL} = L_{RETO} + \sum_{i=1}^n Le_i \quad (3.11)$$

Assim, obtemos para o comprimento equivalente das respectivas tubulações os seguintes valores.

$$L_{TOTAL_{12''}} = 108,9 \text{ m}$$

$$L_{TOTAL_{20''}} = 61,5 \text{ m}$$

$$L_{TOTAL_{30''}} = 881,2 \text{ m}$$

Onde:

$L_{TOTAL_{12''}}$  – Comprimento equivalente total da linha de 12”;

$L_{TOTAL_{20''}}$  - Comprimento equivalente total da linha de 20”;

$L_{TOTAL_{30''}}$  - Comprimento equivalente total da linha de 30”.

### **Cálculo das perdas na tubulação e acessórios**

Como temos diferentes velocidades para diferentes diâmetros de tubulação, o cálculo da perda de carga na descarga da bomba terá que ser calculado para os diferentes trechos e após, ele será somado para obtermos a perda de carga total.

Assim, nos utilizando da equação (3.12) e dos valores obtidos nesta seção para as grandezas nela contidos, temos que os valores para as perdas de carga serão:

$$h_{fd_{12''}} = 8,6 \text{ m}$$

$$h_{fd_{20''}} = 11,3 \text{ m}$$

$$h_{fd_{30''}} = 21,6 \text{ m}$$

Onde:

$h_{fd_{12''}}$  - Perda de carga por atrito na tubulação de 12”, em m;

$h_{fd_{20''}}$  - Perda de carga por atrito na tubulação de 20”, em m;

$h_{fd_{30''}}$  - Perda de carga por atrito na tubulação de 30”, em m.

De acordo com as tabelas 7, 8 e 9, os pacotes de *offloading*, mangote do *offloading* e estação de medição também produzem uma perda de carga no recalque da bomba. Assim, poderemos ver os resultados de perda de carga abaixo:

$$h_{E.M.} = 20,7 \text{ m}$$

$$h_{P.OFF.} = 52,7 \text{ m}$$

$$h_{M.OFF.} = 18,3 \text{ m}$$

Onde:

$h_{E.M.}$  – Perda de carga, na vazão de operação, da estação de medição;

$h_{P.OFF.}$  – Perda de carga, na vazão de operação, do pacote de *offloading*;

$h_{M.OFF.}$  – Perda de carga, na vazão de operação, do mangote de *offloading*.

#### 4.5.2.2 - Cálculo das perdas na descarga ( $h_{fd}$ )

Como a tubulação de 20” apenas é utilizada em operações de *offloading* de emergência, ela não será contabilizada neste momento. Assim, a perda de carga total na descarga da bomba será de:

$$h_{fd} = h_{fd_{12''}} + h_{fd_{30''}} + h_{E.M.} + h_{P.OFF.} + h_{M.OFF.} \quad (4.7)$$

$$h_{fd} = 121.9 \text{ m}$$

#### 4.5.2.3 – Cálculo da altura manométrica de descarga

Utilizando a equação da altura manométrica de descarga, e usando os valores para  $Z_D$ ,  $P_D$ ,  $\gamma$  e  $h_{fd}$  teremos o resultado abaixo:

$$h_d = Z_D + \frac{P_d}{\gamma} + h_{fd} \quad (3.49)$$

$$h_d = 182,6 \text{ m}$$

#### 4.5.3 – Cálculo da altura manométrica do sistema

Como sabemos, a altura manométrica do sistema é calculada por:

$$H = h_d - h_s$$

Substituindo o valor encontrado para a altura manométrica de sucção ( $h_s$ ) e para a altura manométrica de descarga ( $h_d$ ) encontraremos o resultado abaixo.

$$H = 180,3 \text{ m}$$

Vale lembrar que todo o cálculo foi feito utilizando como parâmetro o líquido bombeado, e não a água.

#### 4.6 – Determinação da curva do sistema

Agora procederemos para o cálculo da curva do sistema. Como os fabricantes não fornecem as curvas de perda de carga de seus equipamentos teremos que fazer uma hipótese consistente para calculá-la. Assim, consideraremos que a perda de carga nos equipamentos varia com o quadrado da vazão, segundo a equação abaixo:

$$h = k * Q^2 \quad (4.8)$$

Onde:

h – Perda de carga no equipamento, em m;

k – Constante de proporcionalidade, em  $\text{h}^2/\text{m}^5$ ;

Q – Vazão volumétrica, em  $\text{m}^3/\text{h}$

##### 4.6.1 – Cálculo da variação da perda de carga nos equipamentos fornecidos

Procederemos ao cálculo da constante de proporcionalidade dos equipamentos. Essa constante nos dará o quanto que a perda de carga varia com a vazão. Para isso, usaremos a seguinte expressão:

$$k = \frac{h}{Q^2} \quad (4.9)$$

Onde os valores utilizados para esta expressão serão os fornecidos pelo fabricante para a vazão de operação da máquina. Com base nisso, encontramos na Tabela 17 os seguintes resultados.

Tabela 17 - Constante de proporcionalidade dos equipamentos

	h [barg]	h [m]	Q [m <sup>3</sup> /s]	k [h <sup>2</sup> /m <sup>5</sup> ]
P.O	4.6	52.7	1105	0.00004316
M.O	1.6	18.3	1105	0.00001499
E.M	1.81	20.7	1105	0.00001695

Onde:

P.O. – Pacote de *offloading*;

M.O. – Mangote de *offloading*;

E.M. – Estação de medição.

Portanto, aplicando os valores na fórmula (4.8) encontraremos os seguintes dados, segundo a Tabela 18.

Tabela 18 - Variação da perda de carga com a vazão nos equipamentos

Perda de Carga nos Equipamentos					
P.O		M.O		E.M	
Q [m <sup>3</sup> /h]	h [m]	Q [m <sup>3</sup> /h]	h [m]	Q [m <sup>3</sup> /h]	h [m]
0	0.0	0	0.0	0	0.0
900	35.0	900	12.1	900	13.7
1000	43.2	1000	15.0	1000	17.0
1105	52.7	1105	18.3	1105	20.7
1200	62.2	1200	21.6	1200	24.4
1300	72.9	1300	25.3	1300	28.7
1400	84.6	1400	29.4	1400	33.2

#### 4.6.2 - Cálculo da variação da perda de carga na tubulação

Agora procederemos para o cálculo da perda de carga na tubulação e acessórios em função da vazão. Para isso, deveremos calcular o Reynolds, as velocidades e os novos fatores de atrito para cada vazão. Podemos ver os valores na Tabela 19.

Tabela 19 - Vazão, Reynolds e fator de atrito em função da vazão.

Vazão, Reynolds e fator de atrito para diferentes vazões.									
Q [m³/h]	V12 [m/s]	V20 [m/s]	V30 [m/s]	Re12	Re20	Re30	f12	f20	f30
0	0.00	0.00	0.00	0	0	0	0.0000	0.0000	0.0000
900	3.57	8.20	3.52	25442	94452	61883	0.0250	0.0188	0.0200
1000	3.97	9.11	3.91	28269	104947	68758	0.0245	0.0182	0.0194
1105	4.38	10.07	4.32	31238	115967	75978	0.0240	0.0170	0.0190
1200	4.76	10.93	4.69	33923	125936	82510	0.0235	0.0168	0.0188
1300	5.16	11.85	5.08	36750	136431	89386	0.0230	0.0167	0.0184
1400	5.55	12.76	5.48	39577	146926	96262	0.0222	0.0165	0.0179

Com estes valores e os valores anteriormente encontrados para o comprimento total e diâmetro interno, teremos na Tabela 20 os seguintes valores para a variação da perda de carga na tubulação.

Tabela 20 - Variação da perda de carga na tubulação e acessórios com a vazão

Perda de Carga na tubulação				
Q [m³/h]	h12 [m]	h20 [m]	h30 [m]	h.tot [m]
0	0.0	0.0	0.0	0.0
900	5.9	8.2	15.1	29.2
1000	7.2	9.8	18.1	35.1
1105	8.6	11.2	21.6	41.4
1200	9.9	13.0	25.3	48.2
1300	11.4	15.2	29.0	55.6
1400	12.7	17.4	32.7	62.9

#### 4.6.3 – Curva do sistema

Somando-se as perdas encontradas com a perda estática do sistema, encontraremos os resultados da Tabela 21.



Tabela 21 - Dados da curva do sistema

Q [m³/h]	h max[m]	h i [m]	h min [m]
0	60.7	39.8	30.7
900	142.6	121.7	112.6
1000	161.1	140.2	131.1
1105	182.6	161.7	152.6
1200	204.0	183.1	174.0
1300	228.0	207.1	198.0
1400	253.3	232.4	223.3

Onde:

$h_{\text{máx}}$  – Curva do sistema com  $Z_D - Z_S$  máximo;

$h_i$  – Curva do sistema com  $Z_D - Z_S$  inicial;

$h_{\text{mín}}$  – Curva do sistema com  $Z_D - Z_S$  mínimo.

Com essa tabela, montamos o gráfico que representa a curva do sistema. Este gráfico pode ser visto na Figura 33.

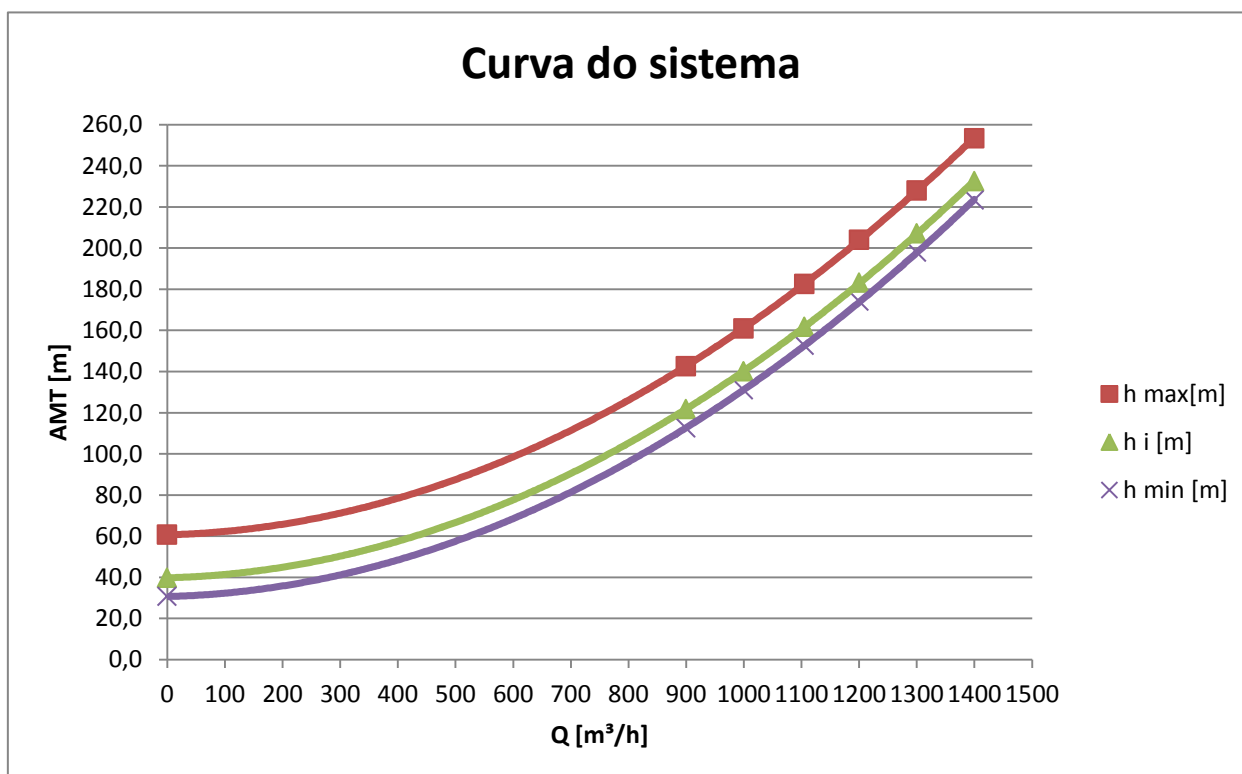


Figura 33 - Curva do sistema

#### 4.7 – NPSH disponível (NPSH<sub>d</sub>)

Inicialmente, faremos o cálculo do NPSH<sub>d</sub> para a pior situação possível, ou seja, quando o nível do reservatório de sucção (Z<sub>s</sub>) for zero. Ele poderá ser facilmente calculado pela equação (3.53) ou (3.54).

$$\text{NPSH}_d = h_s + \frac{P_a - P_v}{\gamma} \quad (3.53)$$

$$\text{NPSH}_d = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} + \frac{P_a - P_v}{\gamma} \quad (3.54)$$

Todos os dados contidos nas equações (3.53) e (3.54) são conhecidos ou já foram calculados. Sendo assim, o valor encontrado para o NPSH<sub>d</sub> crítico será de:

$$\text{NPSH}_d = 9,2 \text{ m}$$

Como sabemos, o NPSH<sub>d</sub> varia com o nível do tanque. Como o nível do tanque varia substancialmente ao longo da operação de *offloading*, seria interessante conhecer seu valor para todos os níveis do tanque.

Abaixo seguem os dados de NPSH<sub>d</sub> para cada nível do tanque. O nível máximo operacional do tanque foi considerado aproximadamente 95% de sua altura total, ou seja, 30m.

Tabela 22 – NPSH<sub>d</sub> vs Nível do Tanque (Z<sub>s</sub>)

NPSH = (P <sub>s</sub> /γ)+ Z <sub>s</sub> - h <sub>s</sub> +((P <sub>a</sub> -P <sub>v</sub> )/γ)	
Pa[Pa] = 101300	ρ [kg/m <sup>3</sup> ]= 890
Pv [Pa]= 40800	γ [N/m <sup>3</sup> ] = 8730,9
Ps [Pa] = 20260	
Nível [m]	NPSH <sub>d</sub> [m]
0	9,2
1	10,2
2	11,2
3	12,2
4	13,2

NPSH = $(P_s/\gamma) + Z_s - h_s + ((P_a - P_v)/\gamma)$	
5	14,2
6	15,2
7	16,2
8	17,2
9	18,2
10	19,2
11	20,2
12	21,2
13	22,2
14	23,2
15	24,2
16	25,2
17	26,2
18	27,2
19	28,2
20	29,2
21	30,2
22	31,2
23	32,2
24	33,2
25	34,2
26	35,2
27	36,2
28	37,2
29	38,2
30	39,2

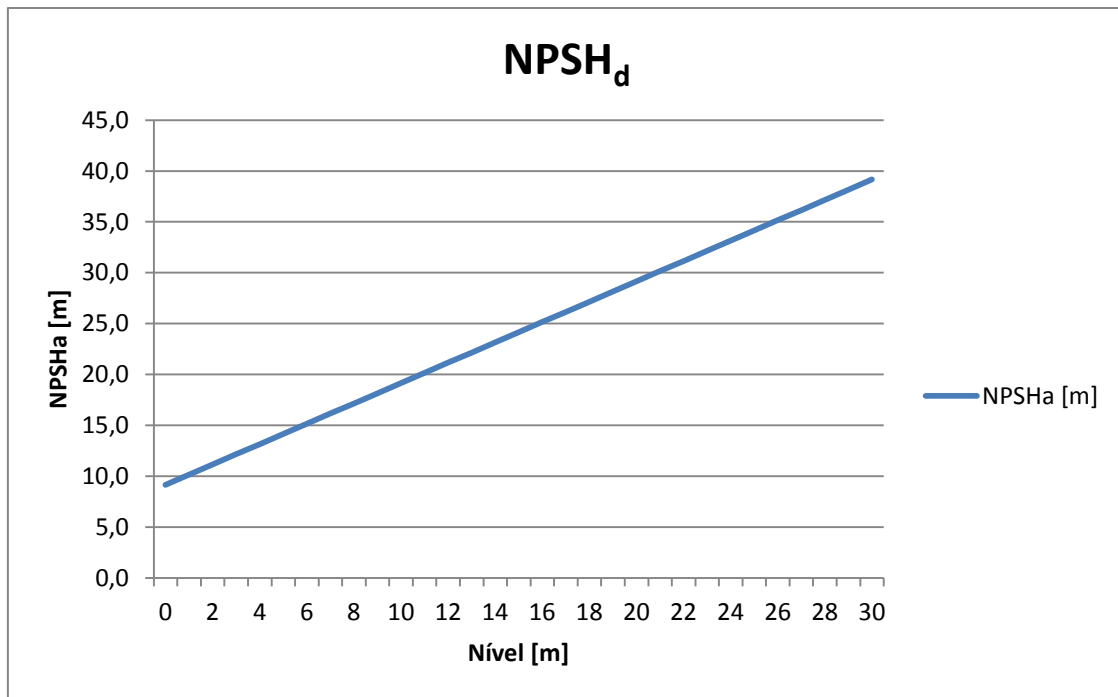


Figura 34 – NPSH<sub>d</sub> vs Nível do Tanque (Z<sub>S</sub>)

#### 4.8 – Dimensionamento da bomba

Objetivando atender as características do sistema estudado, agora iremos proceder ao dimensionamento da bomba. Serão selecionadas duas bombas, uma bomba do fabricante Flowserve, e outra bomba do fabricante Sulzer.

Para o dimensionamento da bomba do fabricante Flowserve foi utilizado um *software* fornecido pelo mesmo, disponível em [11], para auxiliar na escolha dentre as inúmeras famílias de bombas que ele possui. Após a seleção e sugestão do fabricante com base nas características do sistema, teremos que analisar a bomba para ver se a mesma obedece aos requisitos do projeto.

Além disso, o fabricante Flowserve nos fornece as curvas características da bomba, porém elas representam o desempenho da bomba operando com água e não com óleo cru. Assim, será necessário convertermos as curvas características a fim de conhecer o real desempenho da bomba com o óleo cru.

Para o dimensionamento da bomba da fabricante Sulzer, também foi utilizado o *software* de seleção fornecido pela própria fabricante. Este *software* está disponível em

[10]. Após a seleção do modelo da bomba, veremos se ela atende aos requisitos do sistema de forma satisfatória.

#### 4.8.1 – Fabricante Flowserve

Para o dimensionamento da bomba, foi utilizado o software FlowSelex v2.2. A bomba selecionada, utilizando os dados de altura manométrica total (AMT), vazão (Q) e NPSH disponível (NPSH<sub>d</sub>) foi do tipo turbina, com eixo vertical, com 4 estágios. Os dados da bomba estão contidos na tabela abaixo:

Tabela 23 - Características da bomba do fabricante Flowserve

Fabricante	Flowserve
Tipo e Tamanho	20EKH
Capacidade (m <sup>3</sup> /h)	1105
Velocidade (RPM)	1780
Head LLL (m)	180,3
Nº de estágios	4
NPSH <sub>r</sub> @ 1105 m <sup>3</sup> /h (m)	7,4
Eficiência (%)	80,2

A bomba então é do tipo centrífuga vertical, com cerca de 31,5 metros de altura com quatro estágios, com eficiência de 80,2% e NPSH<sub>r</sub> de 7,4 metros.

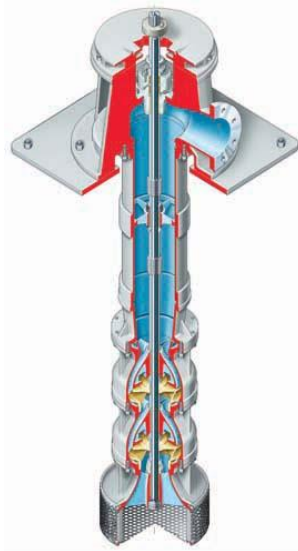


Figura 35 - Bomba 20EKH do fabricante Flowserve [11]

#### 4.8.1.1 – Conversão das curvas características

A curva da bomba é fornecida para o funcionamento com água. Então, para avaliação da sua performance funcionando com óleo cru, temos que converter a curva da bomba. Para isso, usaremos os coeficientes de correção.

As fórmulas para a conversão da curva estão mostradas abaixo:

$$Q_{VIS} = CQ \times Q_W \quad (3.39)$$

$$H_{VIS} = CH \times H_W \quad (3.40)$$

$$n_{VIS} = CE \times n_W \quad (3.41)$$

$$BHP_{VIS} = \frac{Q_{VIS} H_{VIS} d}{3950 \times n_{VIS}} \quad (3.42)$$

Agora, usaremos o método do item 3.5.5.1 para a conversão das curvas características da bomba centrífuga vertical

Curva head (H), eficiência (n) e NPSH<sub>R</sub> versus vazão (Q).

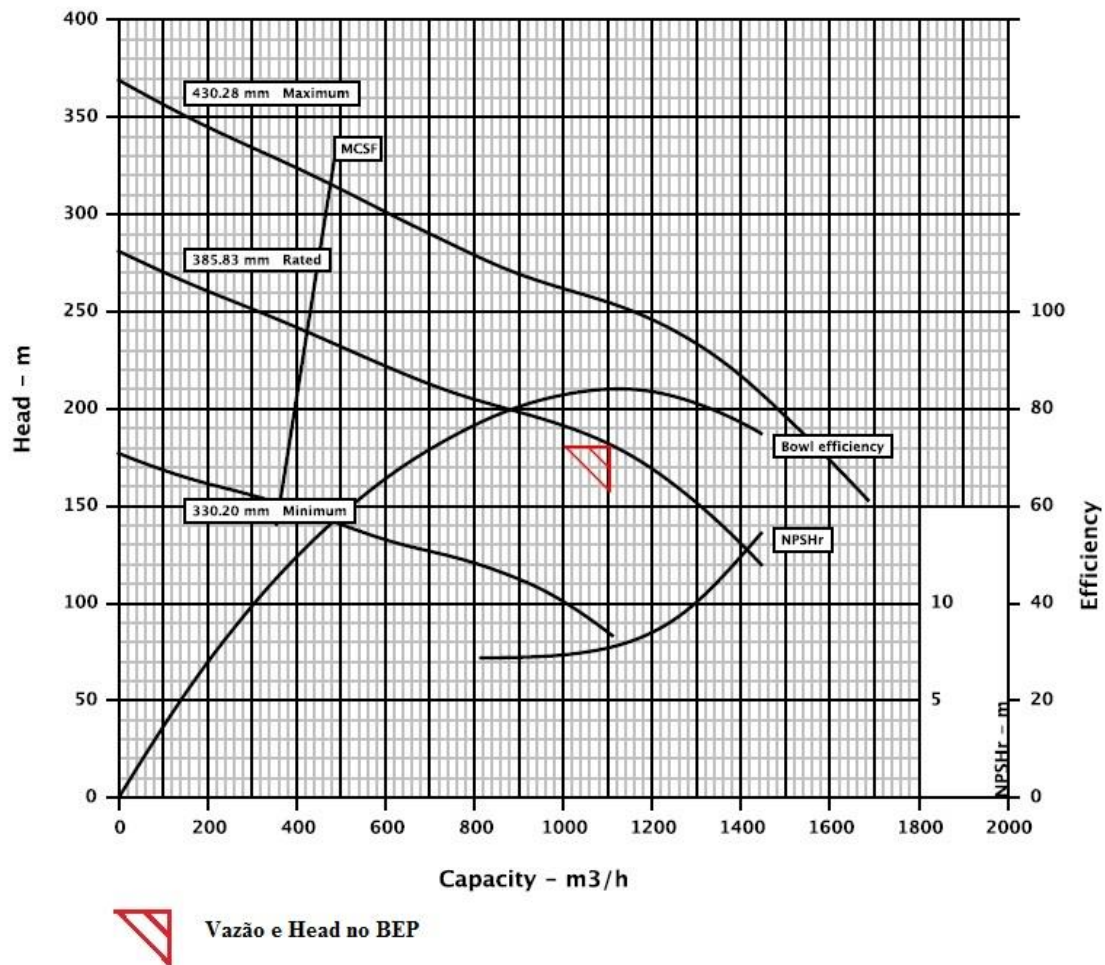


Figura 36 - Curvas características da bomba do fabricante Flowserve [11]

Temos que a vazão na eficiência máxima é:

$$Q_{\max} = 1121,6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 4938 \text{ gpm} \quad -$$

Assim, os valores da vazão para 0,6 Q<sub>max</sub>, 0,8Q<sub>max</sub> e 1,2 Q<sub>max</sub> e o head desenvolvido para cada vazão estão mostrados na tabela abaixo:

Tabela 24 - Valores para % de Q<sub>max</sub>

% Q <sub>max</sub>	Q [gpm]	Q [m³/h]	H [m]	n <sub>w</sub> [%]
0,6 Q <sub>max</sub>	2962.8	672.96	215	71
0,8 Q <sub>max</sub>	3950.4	897.28	198	81
1,2 Q <sub>max</sub>	5925.6	1345.92	142	79

Agora, prosseguiremos para o cálculo do *head* desenvolvido por estágio na bomba. Visto que o *head* total desenvolvido na bomba na vazão de eficiência máxima ( $Q_{MAX}$ ) é de aproximadamente 180 metros, ou seja, cerca de 590 pés, faremos uma aproximação para saber o quanto a bomba desenvolve por estágio. Para isso, usaremos a fórmula abaixo:

$$H_e = \frac{H}{N_{estagios}} \quad (4.10)$$

Onde:

$H_e$  – *Head* por estágio da bomba;

$H$  – *Head* total desenvolvido pela bomba;

$N_{estagios}$  – Número de estágios da bomba.

Substituindo os valores na equação (4.8), obteremos um resultado para o *head* desenvolvido por estágio de:

$$H_e = 147,5 \text{ ft}$$

Assim, entrando com o valor de  $H_e$ , vazão  $Q_{max}$  e a viscosidade do fluido bombeado no gráfico abaixo, obteremos os respectivos valores de CQ, CH e CE.

Seria necessário retirar quatro valores para CH da Figura 37.. Porém, como os valores estão muito próximos um dos outros, estes valores foram assumidos iguais. Isto também se deve ao fato de que a correção da curva é leve, ou seja, os valores da curva corrigida e da curva original não se alteram muito.



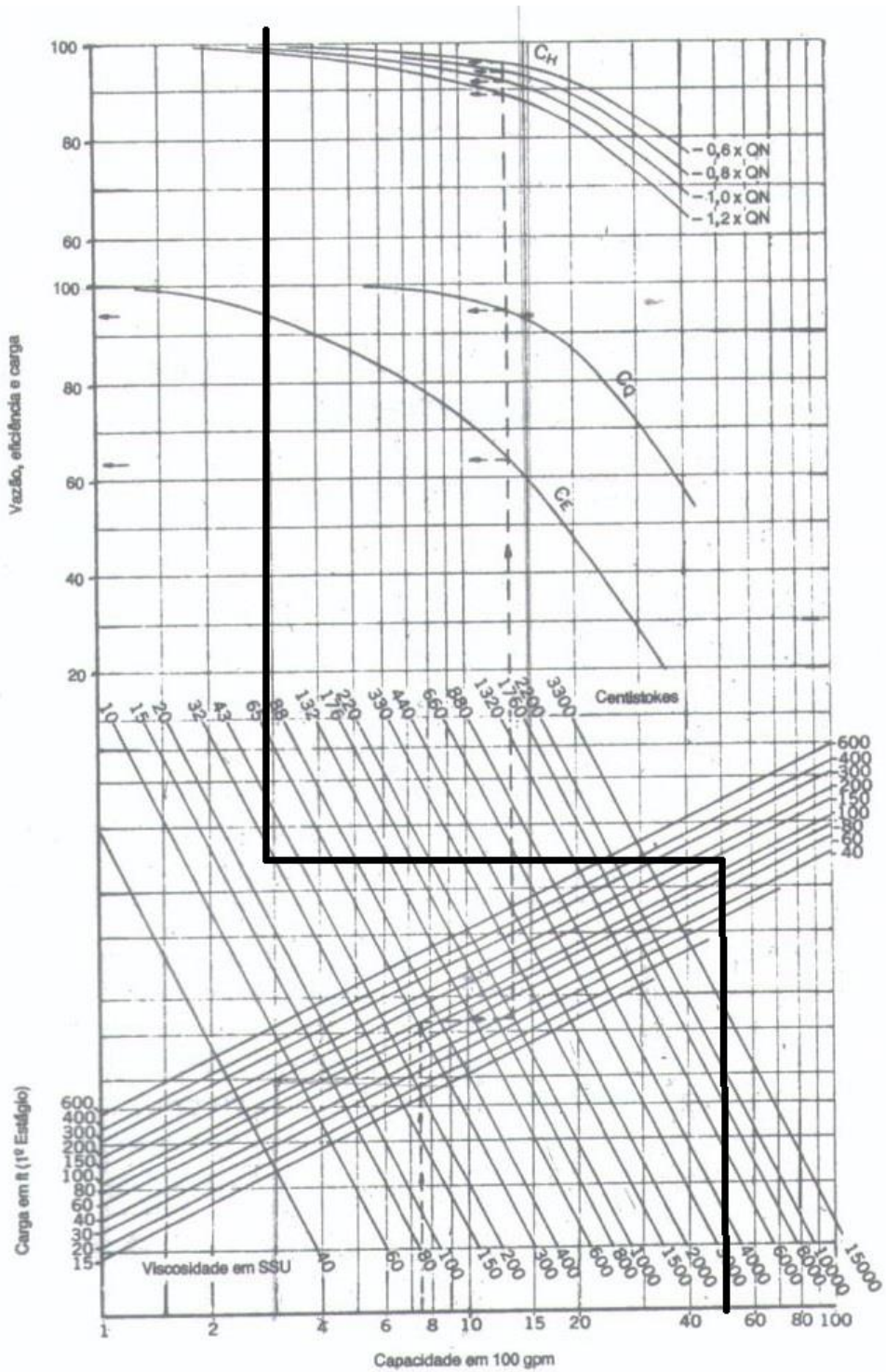


Figura 37 - Gráfico para correção da curva da bomba operando com líquidos viscosos

Assim, os valores encontrados para CQ, CH e CE foram:

$$CQ = 1$$

$$CH = 0,99$$

$$CE = 0,95$$

Tendo posse destes valores, os novos valores para vazão, *head* e eficiência para a bomba centrífuga vertical da Flowserve operando com óleo cru estão demonstrados na tabela abaixo.

Tabela 25- Conversão da Curva da Bomba 20EKH

% Q <sub>max</sub>	Q [gpm]	Qw [m <sup>3</sup> /h]	Hw [m]	nw	Qvis [m <sup>3</sup> /h]	Hvis [m]	nvis
0,6 Q <sub>max</sub>	2962.8	673.0	215	71%	673.0	212.9	67%
0,8 Q <sub>max</sub>	3950.4	897.3	198	81%	897.3	196.0	77%
1,0 Q <sub>max</sub>	4938	1121.6	180	84%	1121.6	178.2	80%
1,2 Q <sub>max</sub>	5925	1345.9	142	79%	1345.9	140.6	75%

Com os novos valores obtidos, traçaremos as novas curvas da bomba operando com óleo cru.

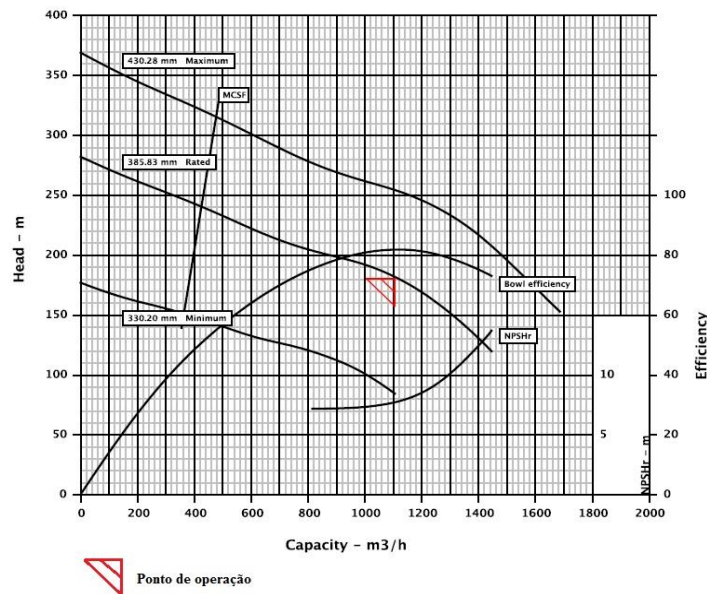


Figura 38- Curva da Bomba 20EKH Operando com Óleo Cru

### Curva Potência *versus* Vazão

Com o auxílio da equação (3.42), podemos também corrigir a curva de potência *versus* vazão. As curvas de potência poderão ser vistas na Figura 39 e Figura 40.

$$\text{BHP}_{\text{VIS}} = \frac{Q_{\text{VIS}} H_{\text{VIS}} d}{3950 \times n_{\text{VIS}}} \quad (3.42)$$

Onde, para a fórmula (3.42), segundo [1], temos que:

$Q_{\text{VIS}}$  - Capacidade viscosa em gpm;

$H_{\text{VIS}}$  - Carga viscosa em ft;

$d$  - Densidade relativa;

$\text{BHP}_{\text{VIS}}$  - Potência viscosa.

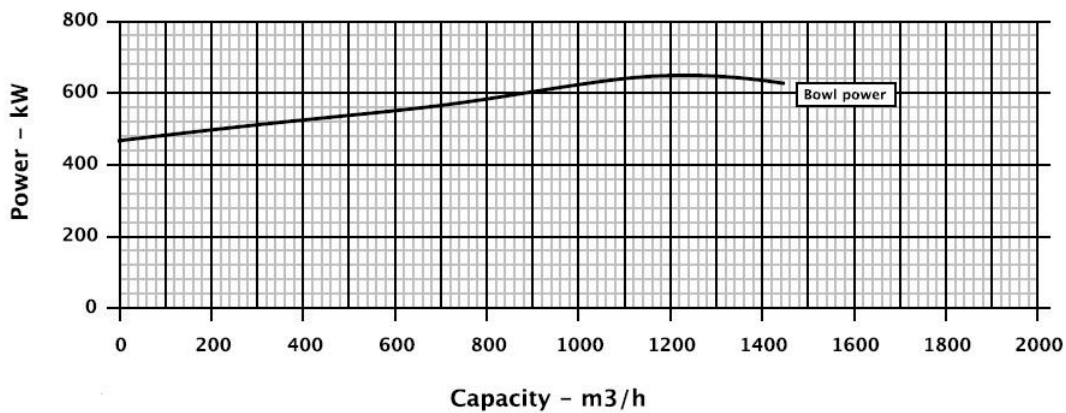


Figura 39 - Curva potência versus vazão - Operação com água

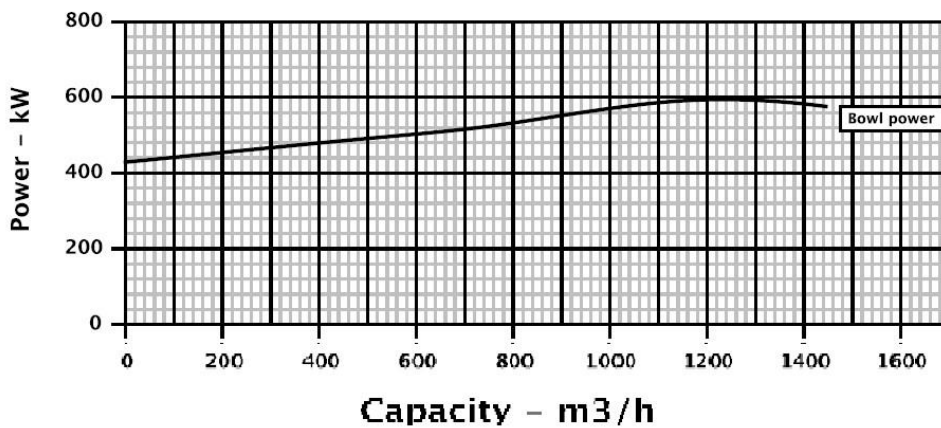


Figura 40 - Curva potência versus vazão - Operação com óleo cru

#### 4.8.1.2 – Pressão no flange de sucção

Na tabela abaixo, seguem os valores de pressão no flange de sucção. Ao longo da operação da bomba, como o nível do reservatório de sucção varia consideravelmente (de 0 a 30 metros), portanto a vazão e o *head* irão se alterar para cada valor do nível do

reservatório. Assim, faremos uma simulação para checar se em todos os níveis do reservatório, as condições de *head* e vazão requisitada serão atendidas.

Tabela 26- Pressão de Sucção *versus* Nível do Tanque de Carga

Pressão de Sucção		
Pa[Pa] =	101300	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] = 890
Pv [Pa]=	40800	$\gamma$ [N/m <sup>3</sup> ] = 8730,9
Ps [Pa] =	20260	
Nível [m]	Pfs	
	[m]	[bar]
0	2,3	0,2
1	3,3	0,3
2	4,3	0,4
3	5,3	0,5
4	6,3	0,6
5	7,2	0,6
6	8,2	0,7
7	9,2	0,8
8	10,2	0,9
9	11,2	1,0
10	12,2	1,1
11	13,2	1,2
12	14,2	1,3
13	15,2	1,3
14	16,2	1,4
15	17,1	1,5
16	18,1	1,6
17	19,1	1,7
18	20,1	1,8
19	21,1	1,9
20	22,1	1,9
21	23,1	2,0
22	24,1	2,1
23	25,1	2,2
24	26,1	2,3
25	27,0	2,4
26	28,0	2,5
27	29,0	2,6
28	30,0	2,6
29	31,0	2,7
30	32,0	2,8

Onde:

$P_a$  – Pressão atmosférica no local, em Pa;

$P_v$  – Pressão de vapor do líquido bombeado na temperatura de bombeamento, em Pa;

$P_s$  – Pressão manométrica do reservatório de sucção, em Pa;

$\rho$  – Massa específica do líquido, em kg/m<sup>3</sup>;

$\gamma$  – Peso específico do líquido, em N/m<sup>3</sup>.

Abaixo podemos ver também um gráfico que mostra a variação da pressão no flange de sucção com o nível do reservatório de sucção.

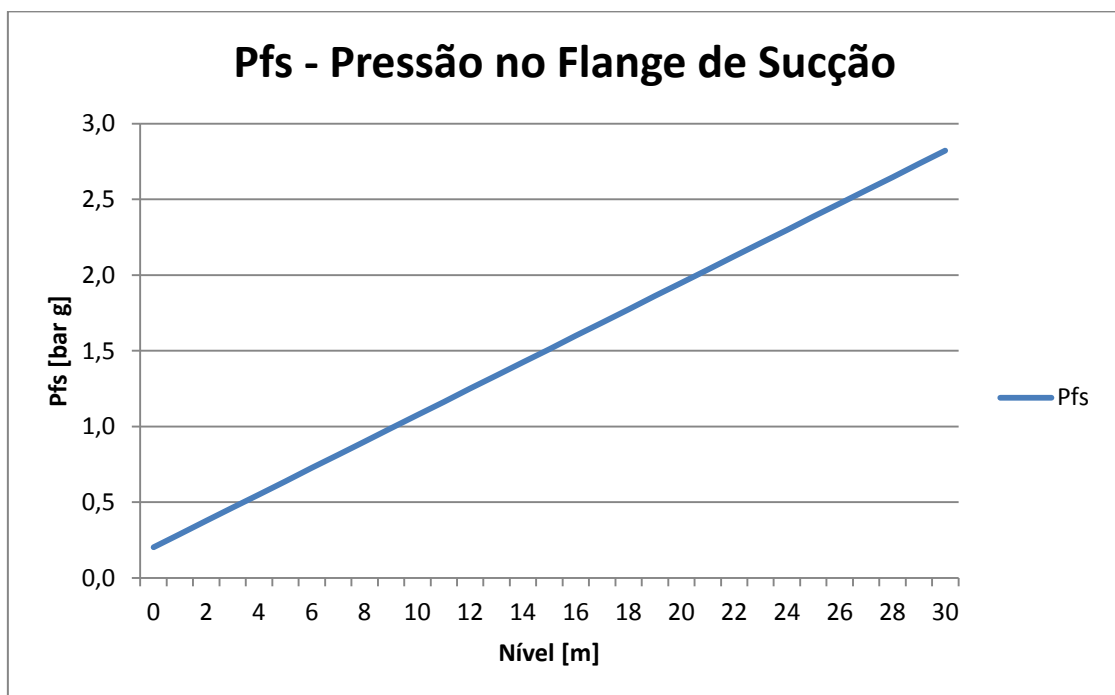


Figura 41- Gráfico Pfs [bar g] vs Nível [m]

#### 4.8.1.3 – Diâmetro do impelidor

Vimos nas curvas características da bomba 20EKH fornecida pelo fabricante que ela admite um diâmetro máximo de 430,28 milímetros e um diâmetro mínimo de 330,20 milímetros.

Visando com que a bomba opere no ponto de trabalho de projeto, o fabricante nos sugere que o tamanho do impelidor seja de:

$$D = 385.83 \text{ mm}$$

#### 4.8.1.4 – Variação da vazão na operação de *offloading*

Como há grandes variações no nível do reservatório de sucção durante a operação de *offloading*, o *head* fornecido pela bomba para o óleo cru durante a operação também muda substancialmente. Isto, de fato, altera a vazão da bomba durante a operação.

Abaixo vemos uma tabela que mostra a variação da vazão com a alteração do nível do reservatório de sucção. Para esta simulação, foi usada a curva de *head versus* vazão fornecida pelo *vendor* do modelo de bomba 20EKH com diâmetro do impelidor de 385,83 mm.

Tabela 27 - Variação da Vazão na Operação de *Offloading*

AMTd = AMT - AMD							
Pa [Pa] = 101300	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] = 890	AMT [m] = 180.3	Bomba 20 EKH				
Pv [Pa] = 40800	$\gamma$ [N/m <sup>3</sup> ] = 8730.9	Pd [bar] = 15.9	4 estágios				
Ps [Pa] = 20260	hs [m] = 0	D [mm] = 385.83	1780 RPM				
Nível [m]	Pfs		Pd-Pfs		Q		H
	[m]	[bar]	[m]	[bar]	[m <sup>3</sup> /h]	bbl/dia	[m]
0	2.3	0.2	180.3	15.9	1105	1000835	180.3
1	3.3	0.3	179.0	15.8	1109.4	1004820	180.0
2	4.3	0.4	177.8	15.7	1113.8	1008805	179.8
3	5.3	0.5	176.5	15.6	1118.2	1012790	179.5
4	6.3	0.6	175.3	15.6	1122.6	1016776	179.3
5	7.3	0.6	174.0	15.5	1127	1020761	179.0
6	8.3	0.7	172.8	15.4	1130.2	1023659	178.8
7	9.3	0.8	171.5	15.3	1133.4	1026558	178.5
8	10.3	0.9	170.3	15.2	1136.6	1029456	178.3
9	11.3	1.0	169.0	15.1	1139.8	1032354	178.0
10	12.3	1.1	167.8	15.0	1143	1035253	177.8
11	13.3	1.2	166.5	14.9	1145.4	1037426	177.5
12	14.3	1.3	165.3	14.9	1147.8	1039600	177.3
13	15.3	1.3	164.0	14.8	1150.2	1041774	177.0
14	16.3	1.4	162.8	14.7	1152.6	1043948	176.8
15	17.3	1.5	161.5	14.6	1155	1046121	176.5
16	18.3	1.6	160.3	14.5	1157	1047933	176.3
17	19.3	1.7	159.0	14.4	1159	1049744	176.0
18	20.3	1.8	157.8	14.3	1161	1051556	175.8
19	21.3	1.9	156.5	14.2	1163	1053367	175.5
20	22.3	1.9	155.3	14.2	1165	1055179	175.3
21	23.3	2.0	154.0	14.1	1168	1057896	175.0

22	24.3	2.1	152.7	14.0	1171	1060613	174.7
23	25.3	2.2	151.3	13.9	1174	1063330	174.3
24	26.3	2.3	150.0	13.8	1177	1066047	174.0
25	27.3	2.4	148.7	13.7	1180	1068765	173.7
26	28.3	2.5	147.3	13.6	1182	1070576	173.3
27	29.3	2.6	146.0	13.5	1184	1072388	173.0
28	30.3	2.6	144.7	13.5	1186	1074199	172.7
29	31.3	2.7	143.3	13.4	1188	1076011	172.3
30	32.3	2.8	142.0	13.3	1190	1077822	172
						Média =	1044076

Portanto, a média de vazão bombeada será:

$$Q_m = 1.044.076 \text{ bbl/dia}$$

Onde:

$Q_m$  – Vazão média bombeada, em bbl/dia.

Abaixo vemos o gráfico da vazão bombeada *versus* o nível do tanque de carga. Podemos ver que em toda faixa útil de operação do tanque, a vazão bombeada está acima de um milhão de barris por dia.

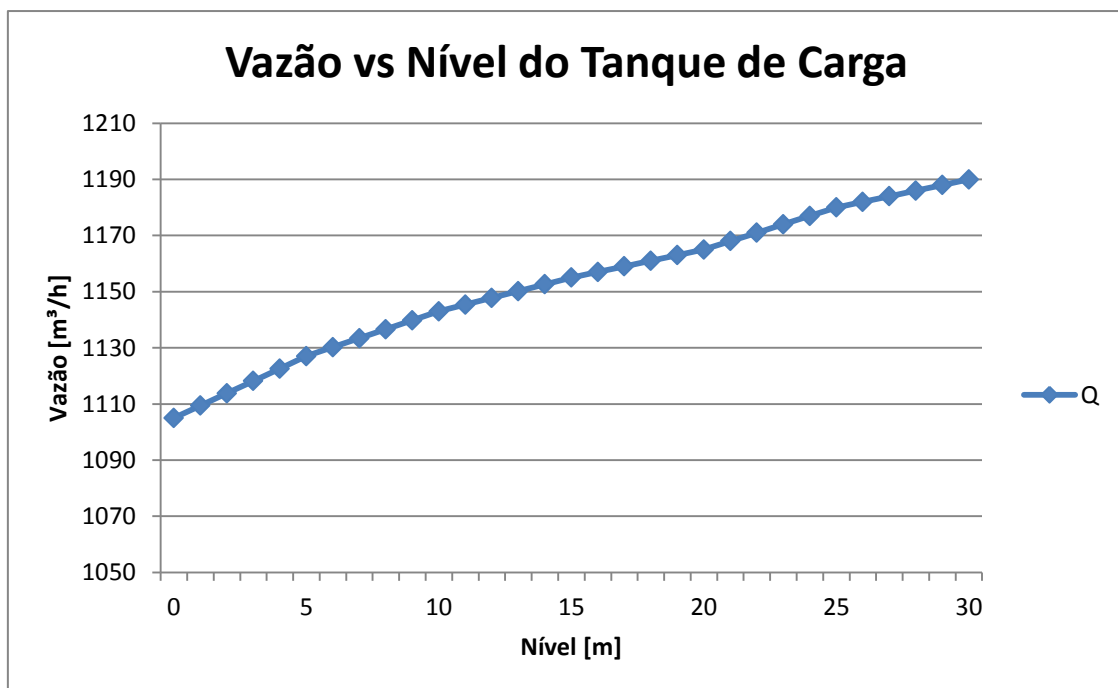


Figura 42 - Variação da vazão de *offloading* com o nível do reservatório de sucção

Onde no gráfico:

Q – Vazão bombeada, em m<sup>3</sup>/h;

V<sub>Min</sub> – Vazão mínima requerida de um milhão de barris por dia, em m<sup>3</sup>/h.

Abaixo vemos um gráfico que correlaciona à pressão diferencial fornecida pela bomba com o nível do tanque de carga, ou seja, a diferença entre a pressão de sucção e a pressão de descarga versus o nível do tanque de carga.

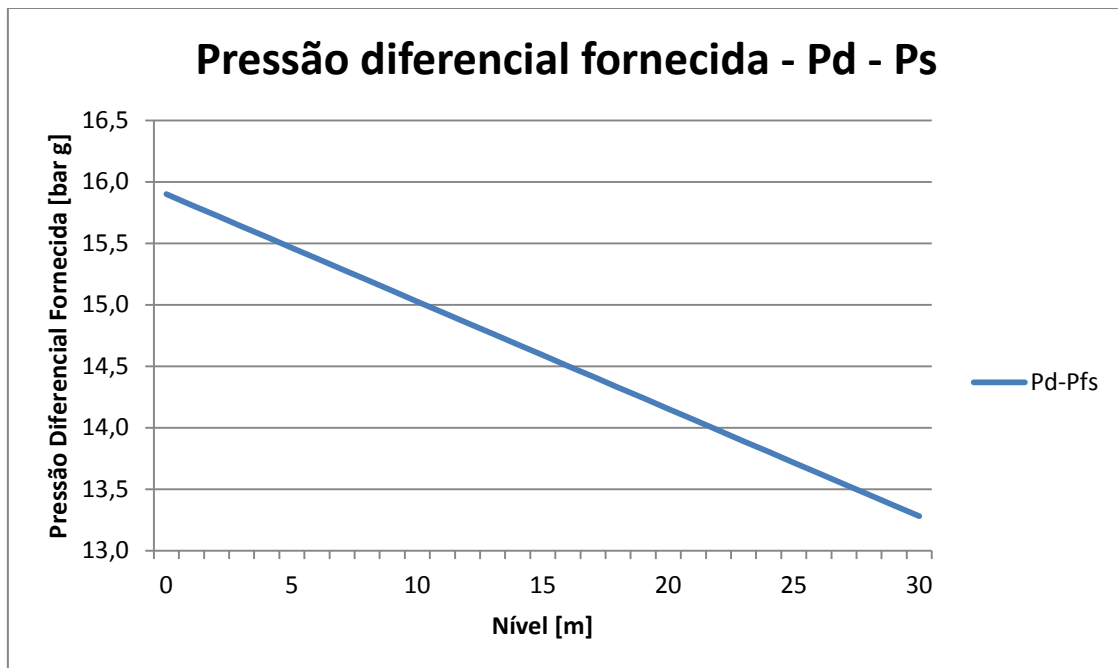


Figura 43 - Gráfico (Pd-Ps) vs nível do tanque de carga

Podemos ver na figura 41 que a vazão varia substancialmente durante a operação de *offloading*, iniciando com um valor de 1320 m<sup>3</sup>/h (tanque cheio) até 1105 m<sup>3</sup>/h (tanque vazio). Com estes dados podemos perceber que para toda a faixa operacional do tanque de carga, a bomba fornecerá sempre uma vazão igual ou maior que a requerida.

Foram marcados na figura 43 os pontos da vazão inicial da operação, da vazão final e da vazão máxima alcançada pela bomba. A vazão inicial se deve a premissa de que os tanques estão inicialmente preenchidos com um milhão e trezentos mil barris de petróleo.



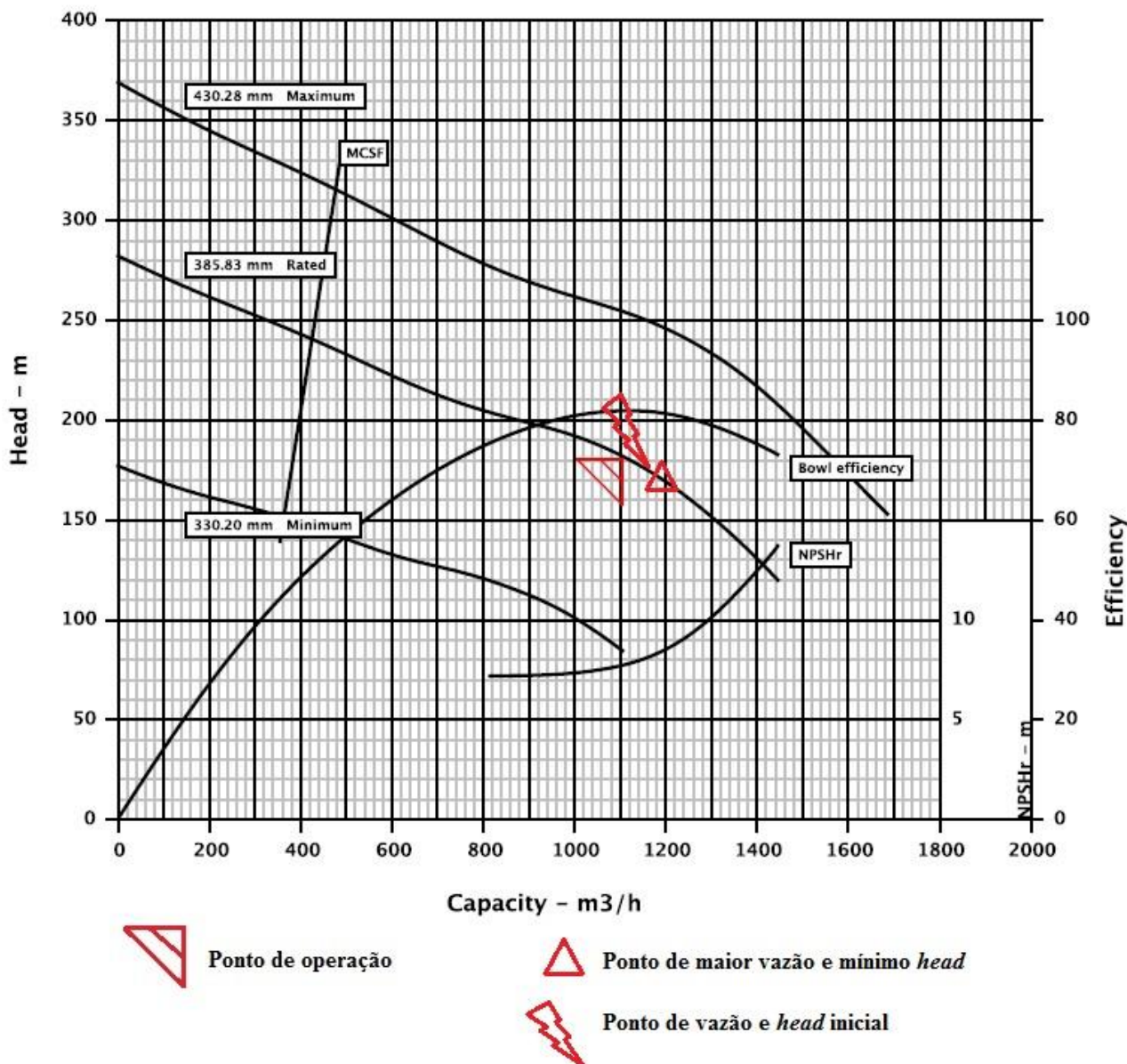


Figura 44 - Pontos de vazão inicial, final e de maior vazão na curva da bomba 20EKH

#### 4.8.1.5 - Variação da potência requerida

O acionador da bomba é um motor elétrico. Para as condições de operação encontradas, ele consumirá uma potência de 601 kW no ponto onde a vazão é de 1105 m³/h, chegando a um máximo de 614 kW de potência consumida. O acionador recomendado pelo fabricante da bomba é um motor elétrico que possua 650 kW de potência, ou seja, 872 HP.

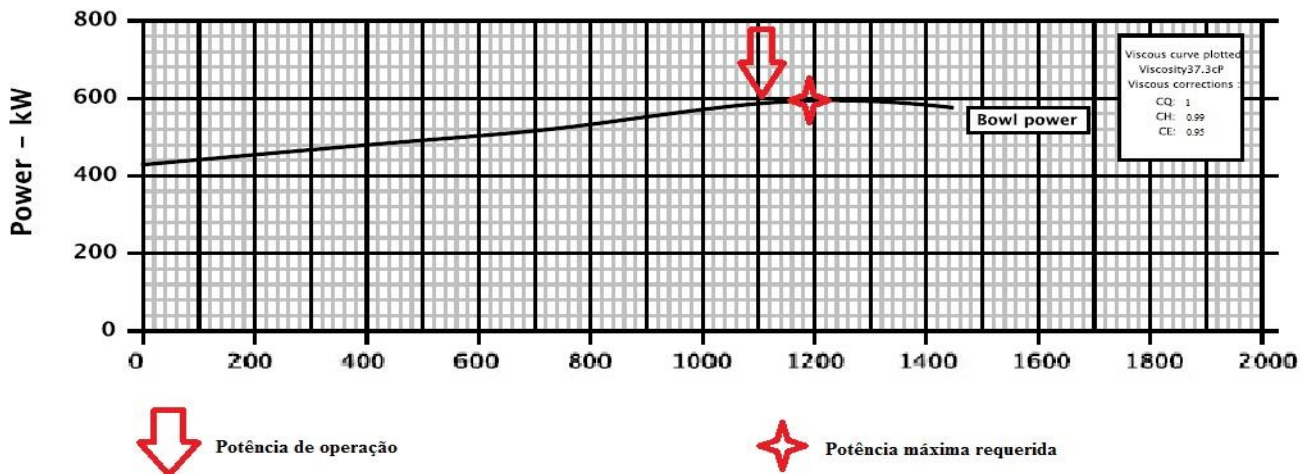


Figura 45 - Potência requerida nos pontos de vazão inicial, final e máxima.

#### 4.8.1.6 – Estudo da cavitação

Para que não haja cavitação na bomba selecionada, nós já vimos que segundo a equação (3.55) o critério para avaliação de cavitação é:

$$NPSH_d \geq NPSH_r + 0,6 \text{ m de líquido} \quad (3.55)$$

Assim, abaixo podemos ver o gráfico que mostra o  $NPSH_d$ ,  $NPSH_r$  e  $NPSH_{min}$  em função da vazão. O  $NPSH_{min}$  é dado por:

$$NPSH_{min} = NPSH_r + 0,6 \text{ m} \quad (4.9)$$

Ou seja, ele nada mais é do que o nosso critério de avaliação para cavitação. Se o  $NPSH_d$  for sempre maior que o  $NPSH_{min}$ , pelo nosso critério de avaliação, a bomba nunca cavitará.

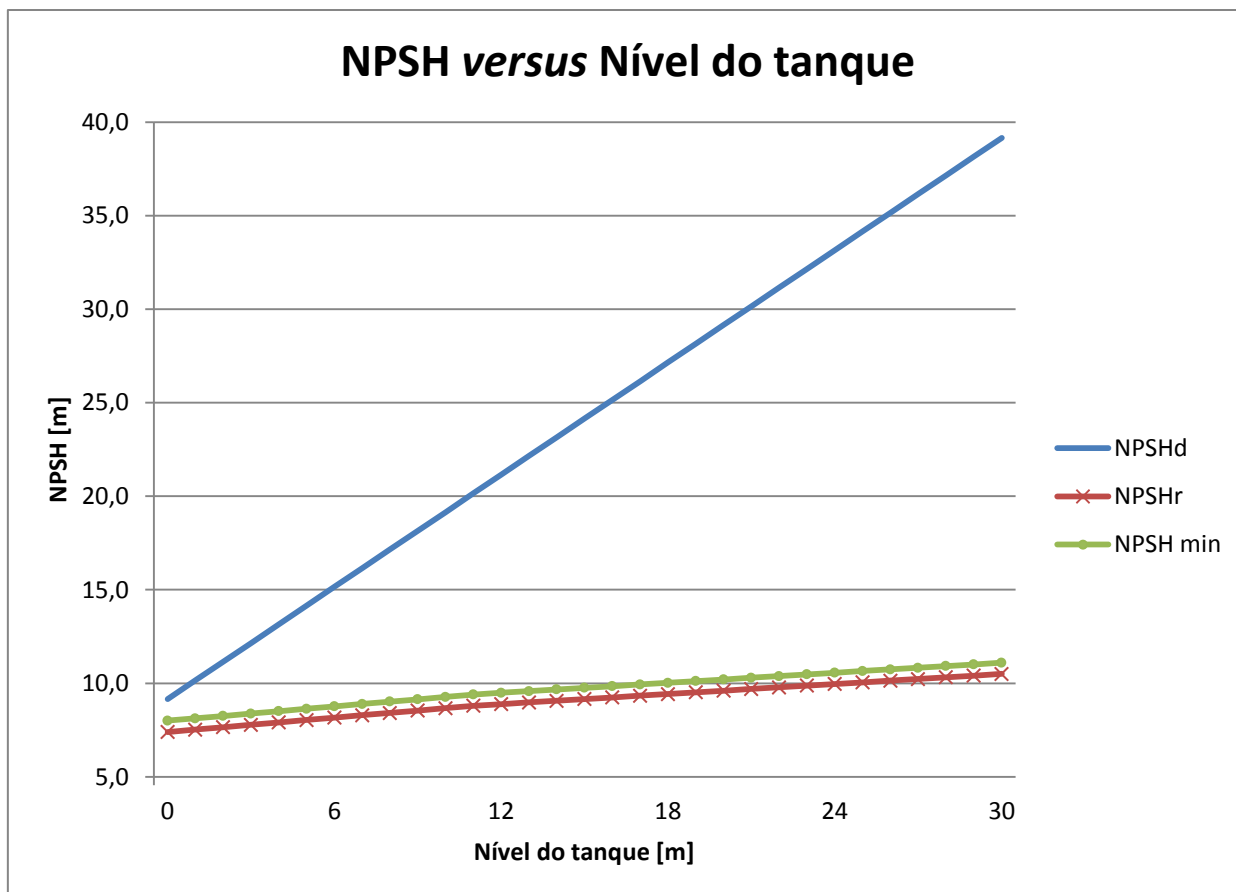


Figura 46 - Gráfico do NPSH versus Nível do tanque

Como podemos ver no gráfico, o  $NPSH_d$  é sempre maior do que o  $NPSH_{min}$ , ou seja, segundo os nossos critérios de avaliação, a bomba não cavitará na faixa de operação selecionada.

Abaixo vemos uma tabela na qual podemos comparar o valor do  $NPSH_d$ ,  $NPSH_r$  e  $NPSH_{min}$  para cada valor de vazão estudado.

Tabela 28 - Comparação entre  $NPSH_d$ ,  $NPSH_r$  e  $NPSH_{min}$

Q [m³/h]	NPSHd [m]	NPSHr [m]	NPSH min [m]
1105	9.2	7.4	8.0
1116	10.2	7.5	8.1
1128	11.2	7.7	8.3
1139	12.2	7.8	8.4
1151	13.2	7.9	8.5
1162	14.2	8.0	8.6
1169	15.2	8.2	8.8
1175	16.2	8.3	8.9
1182	17.2	8.4	9.0

Q [m³/h]	NPSH <sub>d</sub> [m]	NPSH <sub>r</sub> [m]	NPSH min [m]
1188	18.2	8.5	9.1
1195	19.2	8.7	9.3
1202	20.2	8.8	9.4
1209	21.2	8.9	9.5
1216	22.2	9.0	9.6
1223	23.2	9.1	9.7
1230	24.2	9.2	9.8
1235	25.2	9.2	9.8
1240	26.2	9.3	9.9
1245	27.2	9.4	10.0
1250	28.2	9.5	10.1
1255	29.2	9.6	10.2
1262	30.2	9.7	10.3
1269	31.2	9.8	10.4
1276	32.2	9.9	10.5
1283	33.2	10.0	10.6
1290	34.2	10.1	10.7
1296	35.2	10.1	10.7
1302	36.2	10.2	10.8
1308	37.2	10.3	10.9
1314	38.2	10.4	11.0
1320	39.2	10.5	11.1

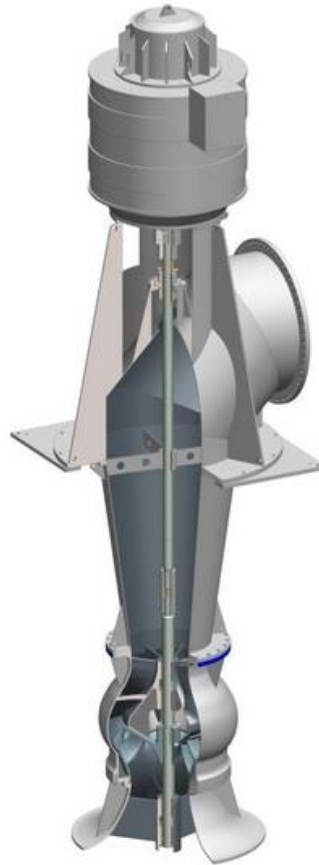
Com a Tabela 28, podemos ver que claramente a bomba não cavitará seguindo nossos critérios de avaliação.

#### 4.8.2 - Bomba Sulzer

Para a seleção da família de bombas que poderiam ser utilizadas foi utilizado o software de seleção da própria fabricante, denominada pela mesma de *Sulzer Select*. A bomba recomendada pelo fabricante, utilizando os dados de altura manométrica total (AMT), vazão (Q) e NPSH disponível (NPSH<sub>d</sub>) foi do tipo SJT (*Vertical Turbine Pump*) tamanho 30 DLC, com 8 estágios. Os dados da bomba estão contidos na tabela abaixo:

Tabela 29 - Características da bomba Sulzer SJT 30DLC

Fabricante	Sulzer
Tipo e Tamanho	SJT 30DLC
Capacidade (m <sup>3</sup> /h)	1105
Velocidade (RPM)	710
<i>Head</i> LLL (m)	180,3
Nº de estágios	8
NPSH <sub>R</sub> @ 1105 m <sup>3</sup> /h (m)	3,99
Eficiência (%)	79.78



SJT vertical turbine pump

Figura 47- Bomba Sulzer tipo SJT [9]

#### 4.8.2.1 – Conversão das curvas características

A fabricante da bomba nos fornece o desempenho da mesma com água. Para a seleção, precisaremos converter suas curvas características para o funcionamento com óleo cru. Novamente, usaremos os coeficientes de correção citados por [1] para a realização das conversões.

As fórmulas para a conversão da curva estão mostradas abaixo:

$$Q_{VIS} = CQ \times Q_W \quad (3.39)$$

$$H_{VIS} = CH \times H_W \quad (3.40)$$

$$n_{VIS} = CE \times n_w \quad (3.41)$$

$$BHP_{VIS} = \frac{Q_{VIS} H_{VIS} d}{3950 \times n_{VIS}} \quad (3.42)$$

Agora, usaremos o método do item 3.5.5.1 para a conversão das curvas características da bomba centrífuga vertical.

**Curva head (H) versus vazão (Q) e curva eficiência (n) versus vazão (Q)**

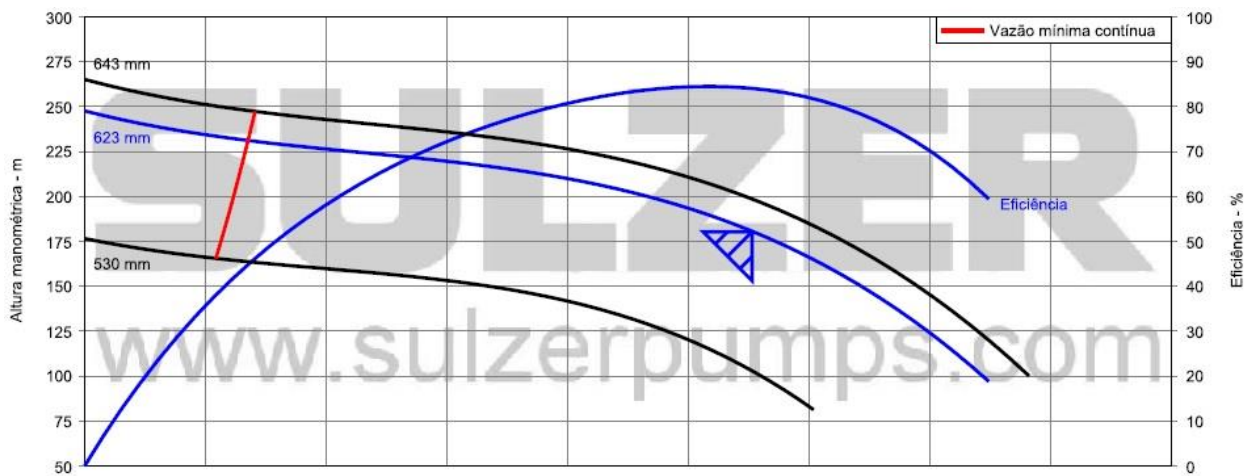


Figura 48 - Curva head versus vazão e eficiência versus vazão da bomba Sulzer SJT 30DLC [10]

Temos que a vazão na eficiência máxima é:

$$Q_{max} = 1140,3 \frac{m^3}{h} = 5020 \text{ gpm}$$

Assim, os valores da vazão para 0,6 Q<sub>max</sub>, 0,8Q<sub>max</sub> e 1,2 Q<sub>max</sub> o head desenvolvido para cada vazão estão mostrados na tabela abaixo:

Tabela 30-Valores para % de Q<sub>max</sub>

% Q <sub>max</sub>	Q [gpm]	Q [m <sup>3</sup> /h]	H [m]	n <sub>w</sub> [%]
0,6 Q <sub>max</sub>	3012	684.18	214	76
0,8 Q <sub>max</sub>	4016	912.24	202	82

% $Q_{\max}$	Q [gpm]	Q [m <sup>3</sup> /h]	H [m]	$n_w$ [%]
1,2 $Q_{\max}$	6024	1368.36	137	74

Agora, prosseguiremos para o cálculo do *head* desenvolvido por estágio na bomba. Visto que o *head* total desenvolvido na bomba na vazão de eficiência máxima ( $Q_{\max}$ ) é de aproximadamente 180 metros, ou seja, cerca de 590 pés, faremos uma aproximação para saber o quanto a bomba desenvolve por estágio. Para isso, usaremos novamente a equação (4.8):

$$H_e = \frac{H}{N_{\text{estagios}}} \quad (4.8)$$

Onde:

$H_e$  – *Head* por estágio da bomba, em ft;

H – *Head* total desenvolvido pela bomba, em ft;

$N_{\text{estagios}}$  – Número de estágios da bomba.

Substituindo os valores na equação (4.8), obteremos um resultado para o *head* desenvolvido por estágio de:

$$H_e = 73,8 \text{ ft}$$

Assim, entrando com o valor de  $H_e$ , vazão  $Q_{\max}$  e a viscosidade do fluido bombeado no gráfico abaixo, obteremos os respectivos valores de CQ, CH e CE.



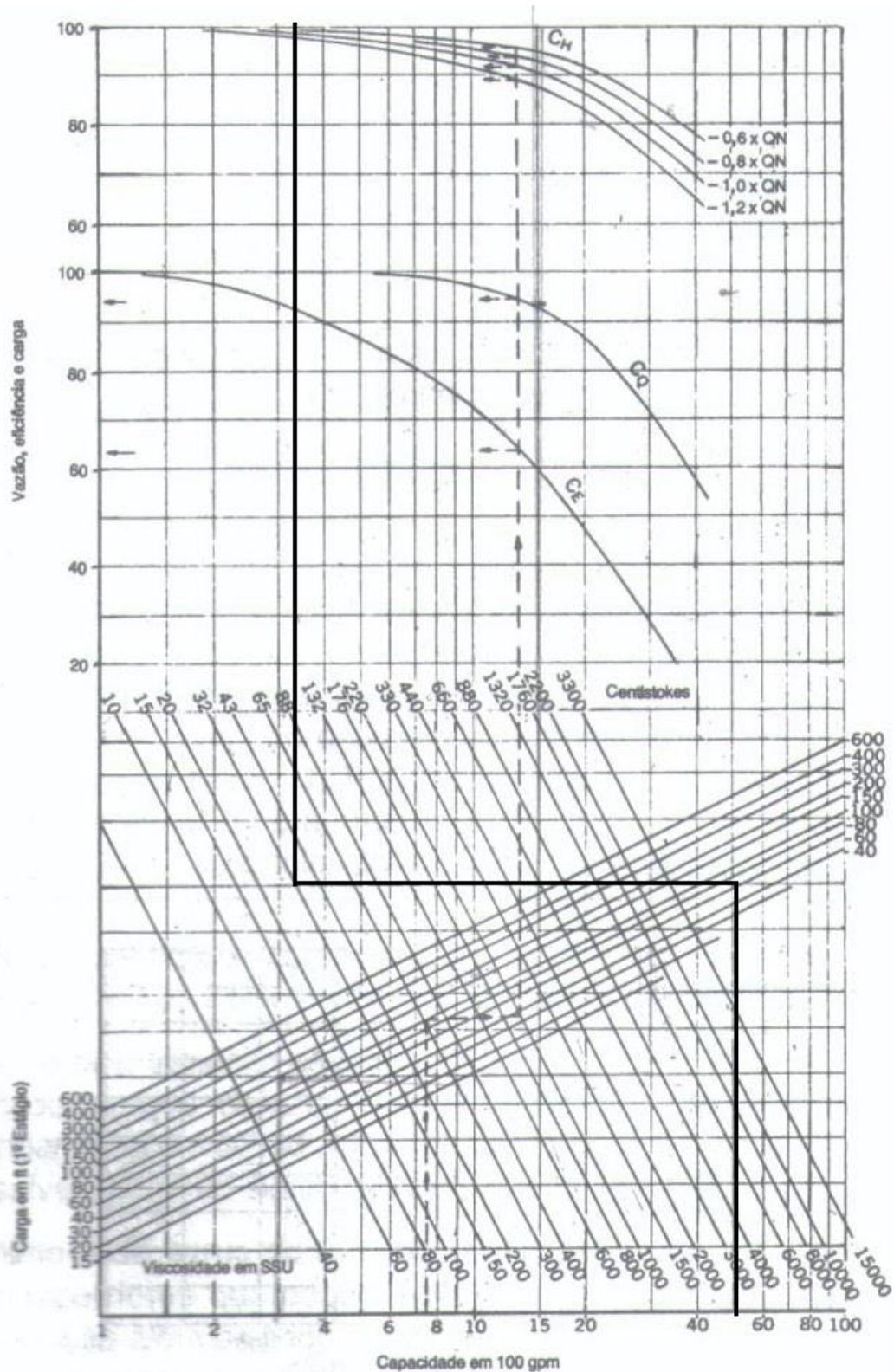


Figura 49 - Gráfico para correção da curva da bomba operando com líquidos viscosos

Com a utilização do gráfico da figura 48, os valores encontrados para CQ, CH e CE foram:

$$CQ = 1$$

$$CH_{0,6Q} = 1,0$$

$$CH_{0,8Q} = 0,995$$

$$CH_{1,0Q} = 0,995$$

$$CH_{1,2Q} = 0,99$$

$$CE = 0,93$$

Com a obtenção destes valores, os novos valores para vazão, *head* e eficiência para a bomba centrífuga vertical SJT 30DLC da Sulzer operando com óleo cru estão demonstrados na tabela abaixo.

Tabela 31- Conversão da curva da bomba SJT 30DLC

% Q <sub>max</sub>	Q [gpm]	Q <sub>w</sub> [m <sup>3</sup> /h]	H <sub>w</sub> [m]	n <sub>w</sub>	Q <sub>vis</sub> [m <sup>3</sup> /h]	H <sub>vis</sub> [m]	n <sub>vis</sub>
0,6 Q <sub>max</sub>	3012	684.2	214	76%	684.2	214.0	71%
0,8 Q <sub>max</sub>	4016	912.2	202	82%	912.2	201.0	76%
1,0 Q <sub>max</sub>	5020	1140.3	180.3	85%	1140.3	179.4	79%
1,2 Q <sub>max</sub>	6024	1368.4	137	79%	1368.4	134.3	73%

Com os novos valores obtidos, traçaremos as novas curvas da bomba operando com óleo cru.

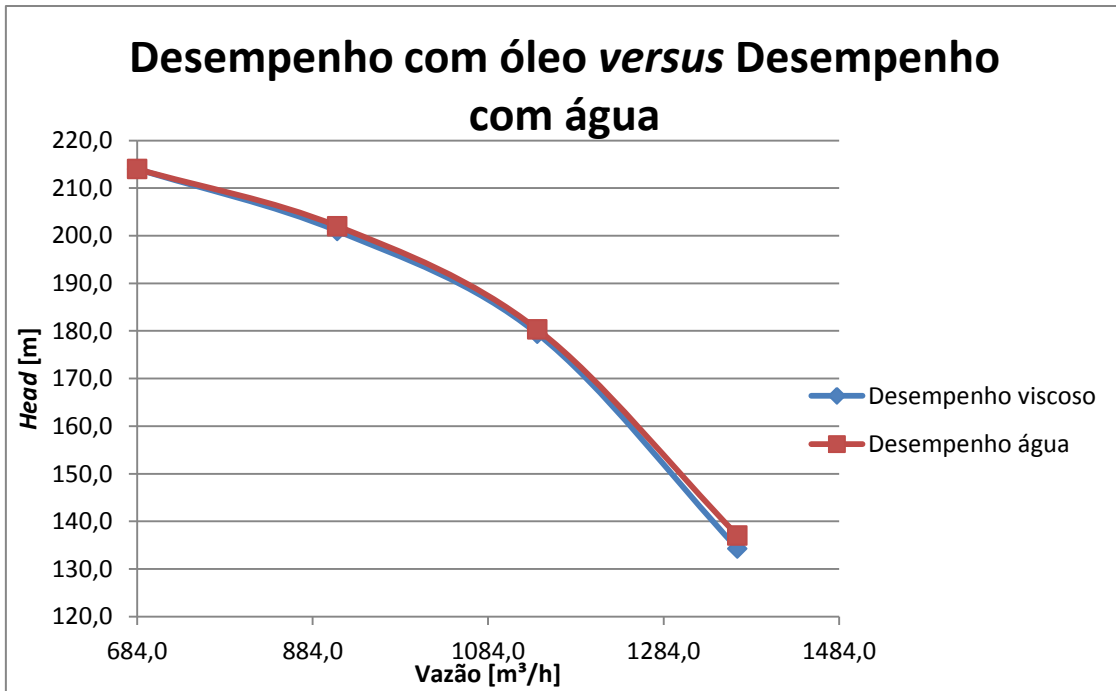


Figura 50- Diferença de desempenho da bomba SJT 30DLC em função do líquido bombeado

Abaixo podemos ver também o gráfico da diferença da eficiência da bomba em função do líquido bombeado.

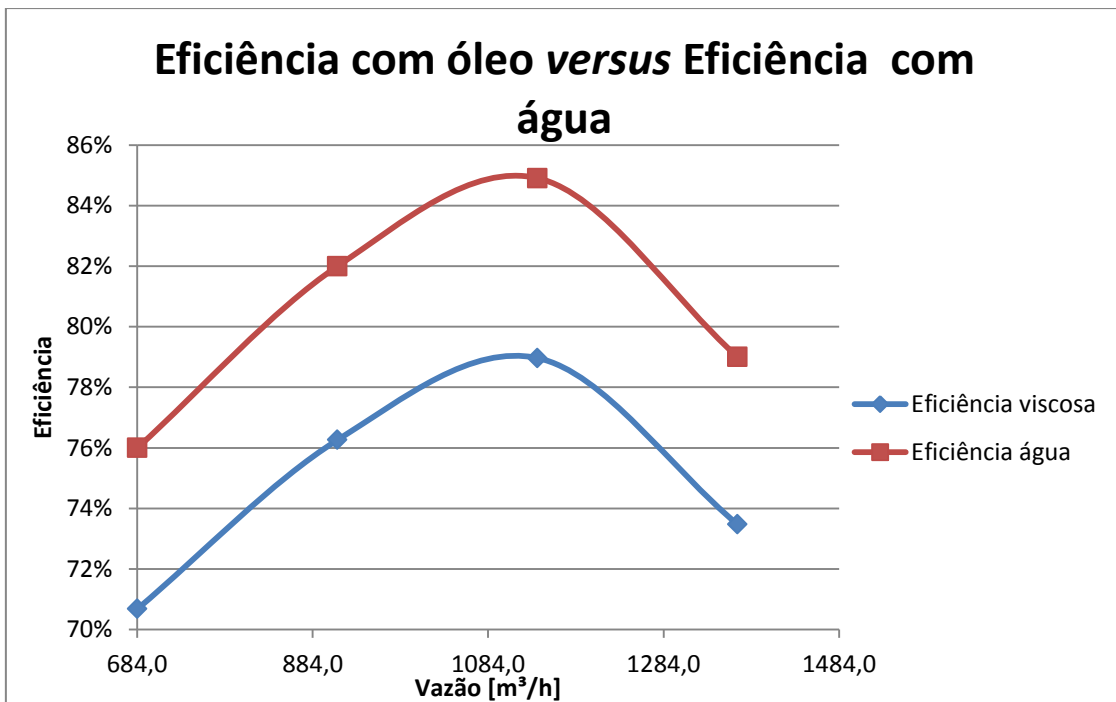


Figura 51 - Diferença de eficiência da bomba SJT 30DLC em função do líquido bombeado

### Curva Potência versus Vazão

Com o auxílio da equação (3.42), podemos também corrigir a curva de potência *versus* vazão.

$$BHP_{VIS} = \frac{Q_{VIS}H_{VIS}d}{3950 \times n_{VIS}} \quad (3.42)$$

Onde, para a fórmula (3.42) , segundo [1],temos que:

$Q_{VIS}$ - Capacidade viscosa em gpm;

$H_{VIS}$  – Carga viscosa em ft;

$d$  – Densidade relativa;

$BHP_{VIS}$  – Potência viscosa.

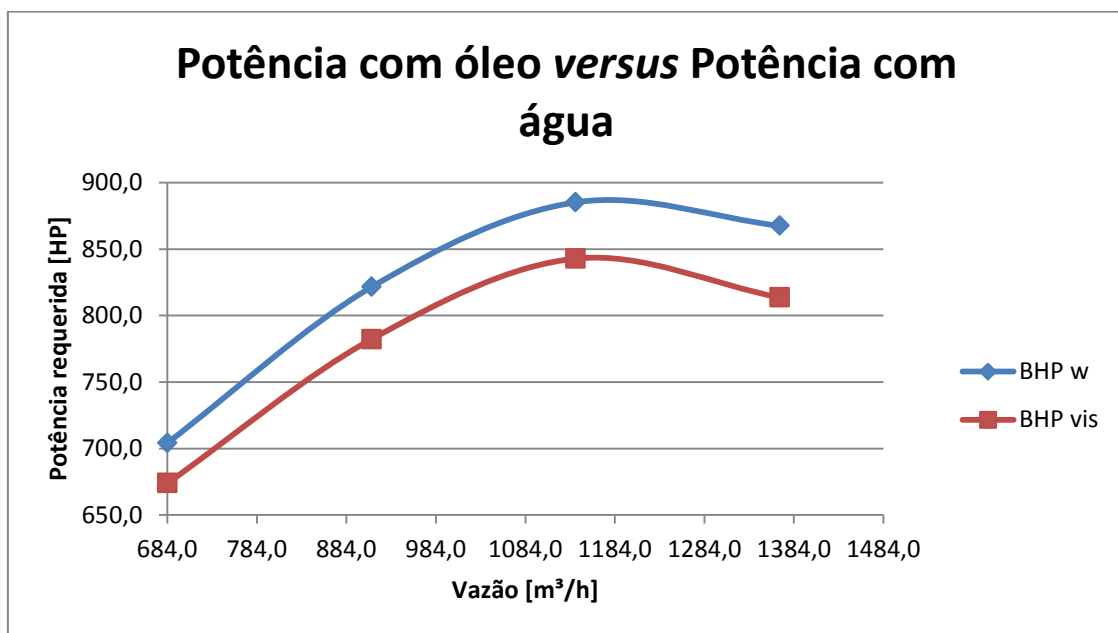


Figura 52 - Diferença da potência requerida de acordo com o líquido bombeado

Assim, com a figura 51 vemos a conversão da curva de potência requerida da bomba para a operação com óleo cru.

#### 4.8.2.2 – Pressão no flange de sucção

A pressão no flange de sucção da bomba SJT 30DLC é idêntica a que atua na bomba dimensionada anteriormente. Os dados de pressão no flange poderão ser vistos novamente na Tabela 26.

#### 4.8.2.3 – Diâmetro do impelidor

Como a bomba da Sulzer modelo SJT 30DLC foi selecionada tendo como base a operação com água, o diâmetro do impelidor não será mais igual. Teremos que nos utilizar das equações de alteração do diâmetro do impelidor para pequenas variações do mesmo.

Na primeira bomba, não foi necessário tal cálculo, pois o fabricante da mesma já nos auxiliou no cálculo das curvas corrigidas, bem como no diâmetro apropriado para operação com óleo cru.

Assim, as equações usadas estão descritas abaixo.

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (3.32)$$

$$\frac{\text{Pot}_2}{\text{Pot}_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (3.33)$$

Onde temos que:

$D_2$  – Diâmetro procurado;

$D_1$  – Diâmetro nominal;

$H_2$  – *Head* a ser desenvolvido pelo diâmetro  $D_2$ ;

$H_1$  – *Head* desenvolvido pelo diâmetro  $D_1$ .

Substituindo os valores obtidos nas equações (3.32) e (3.33) teremos os seguintes resultados:

$$D_2 = 624,5 \text{ mm}$$

$$\text{Pot}_2 = 858,4 \text{ HP}$$

#### Nova conversão da curva característica

Assim, faremos uma nova conversão da curva característica da bomba, reajustando a curva viscosa para o diâmetro de 624,5 milímetros. Podemos ver abaixo o gráfico dessa conversão.

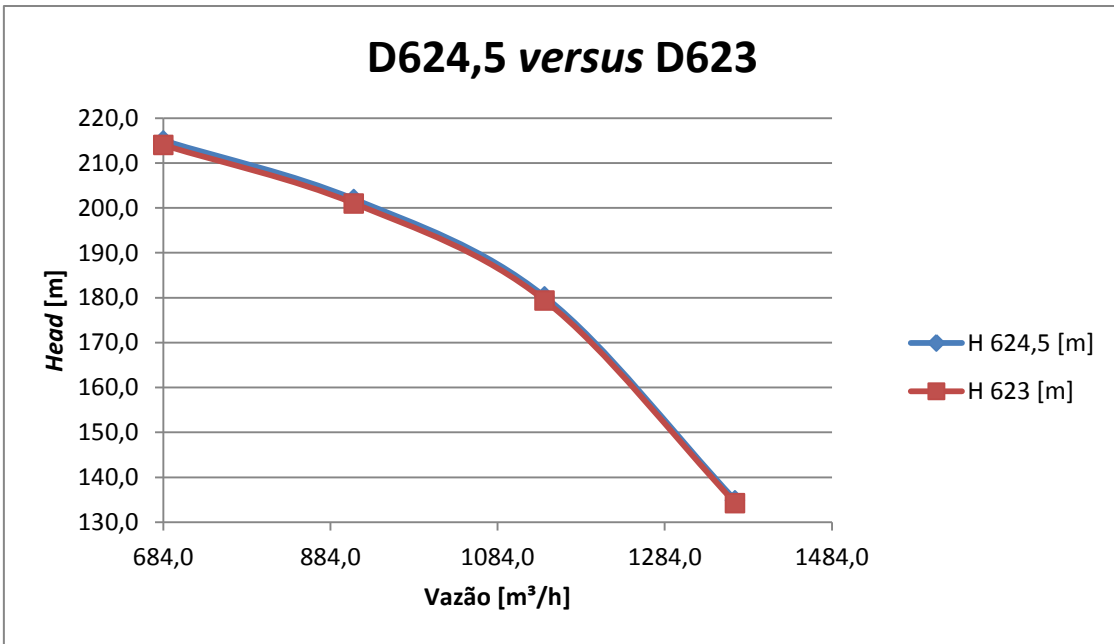


Figura 53 - Diferença de desempenho entre o diâmetro de 624,5 mm e 623 mm

Temos também o gráfico que corrige a potência requerida pela bomba para o novo diâmetro. Como o *head* desenvolvido pelo novo diâmetro é maior do que o original, logicamente a potência requerida pela bomba para transportar o líquido da sucção para a descarga será maior. Podemos ver isto claramente no gráfico abaixo.

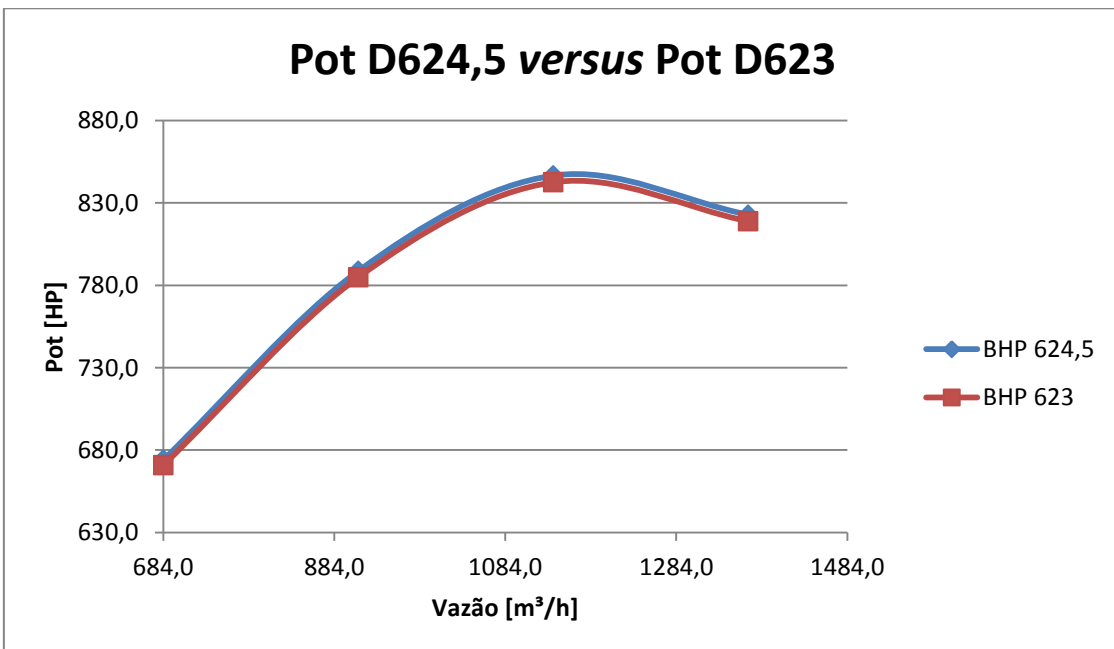


Figura 54 - Diferença da potência requerida entre o diâmetro de 630 mm e 623 mm

Segundo [1], o gráfico para a eficiência não necessita de alterações, visto que pequenas alterações no diâmetro do impelidor da bomba centrífuga não geram mudanças na eficiência da bomba.

Abaixo temos a tabela em que comparamos o desempenho e dados da bomba para o diâmetro de 623 milímetros e para o diâmetro de 624,5 milímetros.

Tabela 32 - Comparação entre os diâmetros de 624,5 mm e 623 mm

Q [gpm]	Q 624,5 [m³/h]	H 624,5 [m]	n 624,5	Q 623 [m³/h]	H 623 [m]	n 623
3012	684.2	215.0	71%	684.2	214.0	71%
4016	912.2	202.0	76%	912.2	201.0	76%
5020	1140.3	180.3	79%	1140.3	179.4	79%
6024	1368.4	134.9	73%	1368.4	134.3	73%
d	H 624,5 [ft]	H 623 [ft]	BHP 624,5	BHP 623	kW 624,5	kW 623
0.89	705.3	701.9	674.2	670.9	502.7	500.3
0.89	662.4	659.2	788.7	784.9	588.1	585.3
0.89	591.3	588.4	846.5	842.5	631.3	628.2
0.89	442.5	440.4	822.7	818.8	613.5	610.6

#### 4.8.2.4 – Variação da vazão na operação de *offloading*

Novamente executaremos o estudo da variação da vazão na operação de *offloading* para saber se a bomba atinge os requisitos mínimos necessários.

Abaixo vemos uma tabela que mostra a variação da vazão com a alteração do nível do reservatório de sucção. Para esta simulação, foi usada a curva de *head versus* vazão da figura 52.

Tabela 33 - Variação da Vazão na Operação de *Offloading*

AMTd = AMT - AMD							
Pa[Pa] = 101300	$\rho$ [kg/m³]= 890	AMT [m]= 180,3	Bomba 20 EKH				
Pv [Pa]= 40800	$\gamma$ [N/m³] = 8730,9	Pd [bar]= 15,9	4 estágios				
Ps [Pa] = 20260	hs [m] = 0	D [mm] = 385,83	1780 RPM				
Nível [m]	Pfs		Pd-Pfs		Q		H
	[m]	[bar]	[m]	[bar]	[m³/h]	bbbl/dia	[m]
0	2,3	0,2	180,3	15,7	1105	1000835	180,3
1	3,3	0,3	179,0	15,6	1109,4	1004820	180,0

AMTd = AMT - AMD							
2	4,3	0,4	177,8	15,5	1113,8	1008805	179,8
3	5,3	0,5	176,5	15,4	1118,2	1012790	179,5
4	6,3	0,6	175,3	15,3	1122,6	1016776	179,3
5	7,3	0,6	174,0	15,2	1127	1020761	179,0
6	8,3	0,7	172,8	15,1	1130,2	1023659	178,8
7	9,3	0,8	171,5	15,0	1133,4	1026558	178,5
8	10,3	0,9	170,3	14,9	1136,6	1029456	178,3
9	11,3	1,0	169,0	14,8	1139,8	1032354	178,0
10	12,3	1,1	167,8	14,6	1143	1035253	177,8
11	13,3	1,2	166,5	14,5	1145,4	1037426	177,5
12	14,3	1,3	165,3	14,4	1147,8	1039600	177,3
13	15,3	1,3	164,0	14,3	1150,2	1041774	177,0
14	16,3	1,4	162,8	14,2	1152,6	1043948	176,8
15	17,3	1,5	161,5	14,1	1155	1046121	176,5
16	18,3	1,6	160,3	14,0	1157	1047933	176,3
17	19,3	1,7	159,0	13,9	1159	1049744	176,0
18	20,3	1,8	157,8	13,8	1161	1051556	175,8
19	21,3	1,9	156,5	13,7	1163	1053367	175,5
20	22,3	1,9	155,3	13,6	1165	1055179	175,3
21	23,3	2,0	154,0	13,4	1168	1057896	175,0
22	24,3	2,1	152,7	13,3	1171	1060613	174,7
23	25,3	2,2	151,3	13,2	1174	1063330	174,3
24	26,3	2,3	150,0	13,1	1177	1066047	174,0
25	27,3	2,4	148,7	13,0	1180	1068765	173,7
26	28,3	2,5	147,3	12,9	1182	1070576	173,3
27	29,3	2,6	146,0	12,7	1184	1072388	173,0
28	30,3	2,6	144,7	12,6	1186	1074199	172,7
29	31,3	2,7	143,3	12,5	1188	1076011	172,3
30	32,3	2,8	142,0	12,4	1190	1077822	172
Média =						1044076	

Portanto, a média de vazão bombeada será:

$$Q_m = 1.044.076 \text{ bbl/dia}$$

Onde:

$Q_m$  – Vazão média bombeada, em bbl/dia.

Abaixo vemos o gráfico da vazão bombeada *versus* o nível do tanque de carga. Podemos ver que em toda faixa útil de operação do tanque, a vazão bombeada está acima de um milhão de barris por dia.



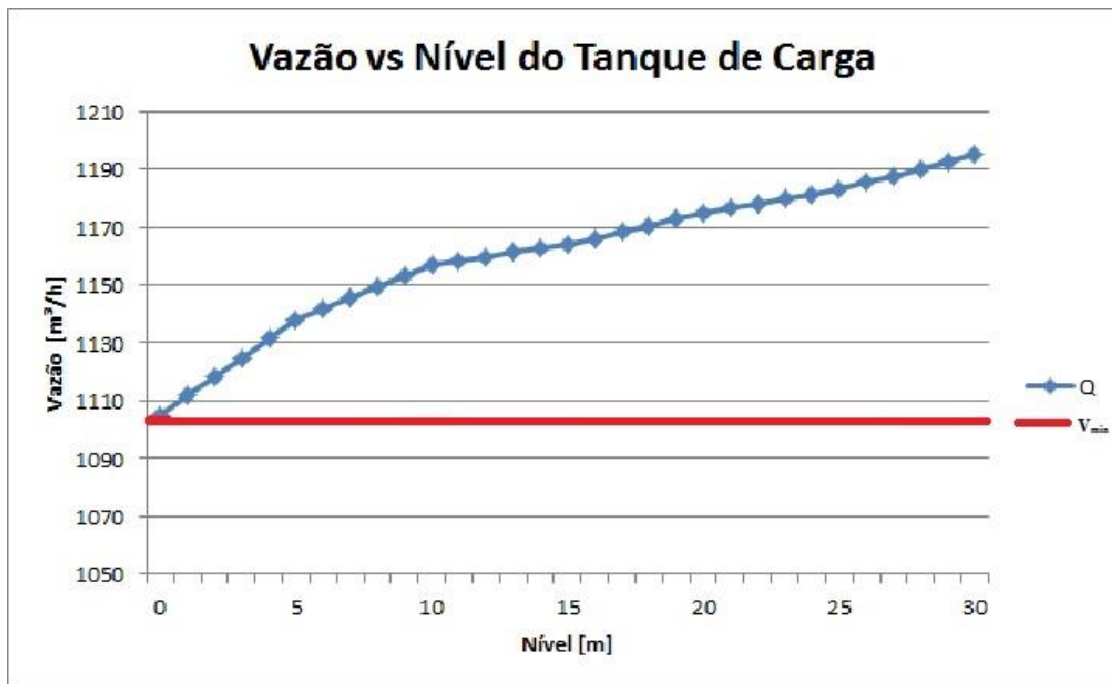


Figura 55- Variação da vazão de *offloading* com o nível do reservatório de sucção

Onde no gráfico:

Q – Vazão bombeada, em m<sup>3</sup>/h;

V<sub>MIN</sub> – Vazão mínima requerida de um milhão de barris por dia, em m<sup>3</sup>/h.

O gráfico da pressão diferencial fornecida mostrado na figura 42 não sofre alterações com a mudança da bomba, por ele depender somente da pressão de descarga necessária e do nível do reservatório de sucção.

Podemos ver na figura 55 que a vazão varia substancialmente durante a operação de *offloading*, iniciando com um valor de 1275 m<sup>3</sup>/h (tanque cheio) até 1105 m<sup>3</sup>/h (tanque vazio). Com estes dados podemos perceber que para toda a faixa operacional do tanque de carga, a bomba fornecerá sempre uma vazão igual ou maior que a requerida.

Foram marcados na figura 55 os pontos da vazão inicial da operação, da vazão final e da vazão máxima alcançada pela bomba. A vazão inicial se deve a premissa de que os tanques estão inicialmente preenchidos com um milhão e trezentos mil barris de petróleo.

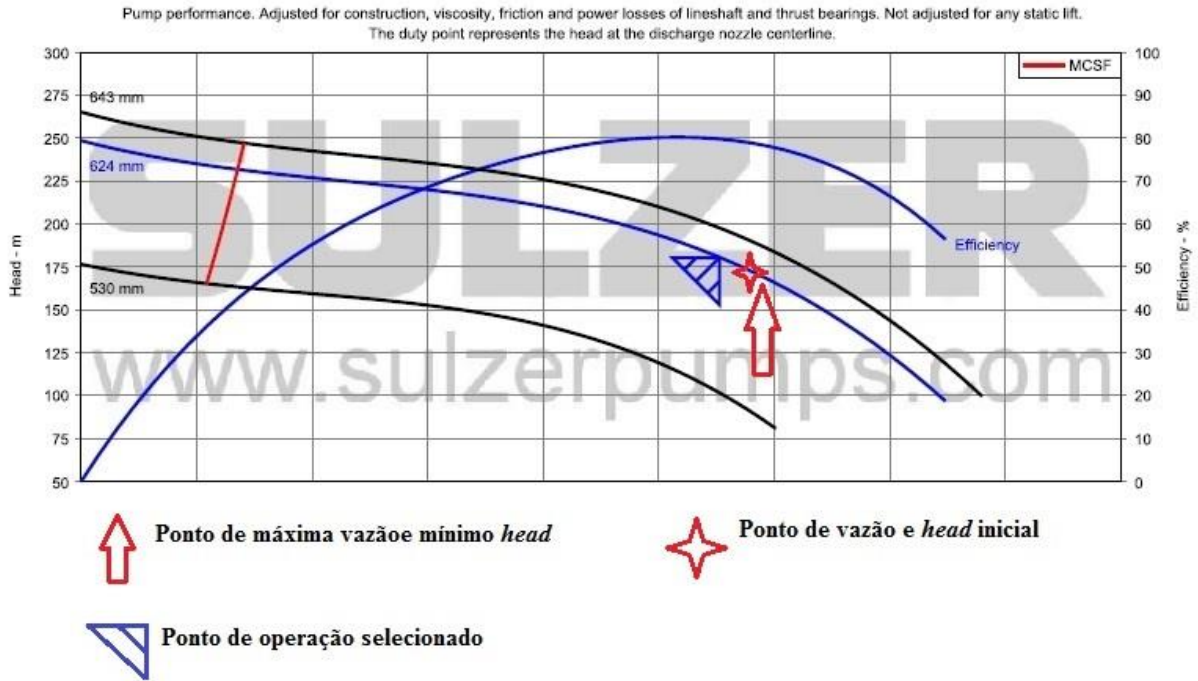


Figura 56 - Pontos de vazão inicial, final e de maior vazão na curva da bomba 30DLC

#### 4.8.2.5 – Variação da potência requerida

O acionador da bomba é um motor elétrico. Para as condições de operação encontradas, ele consumirá uma potência de 606 kW no ponto onde a vazão é de 1105 m<sup>3</sup>/h, chegando a um máximo de 631 kW de potência consumida. O acionador recomendado pelo fabricante da bomba é um motor elétrico que possua 700 kW de potência, ou seja, 939 HP. Podemos ver isso na Figura 57, onde também está demonstrado a variação do NPSH<sub>r</sub> durante a operação de *offloading*.

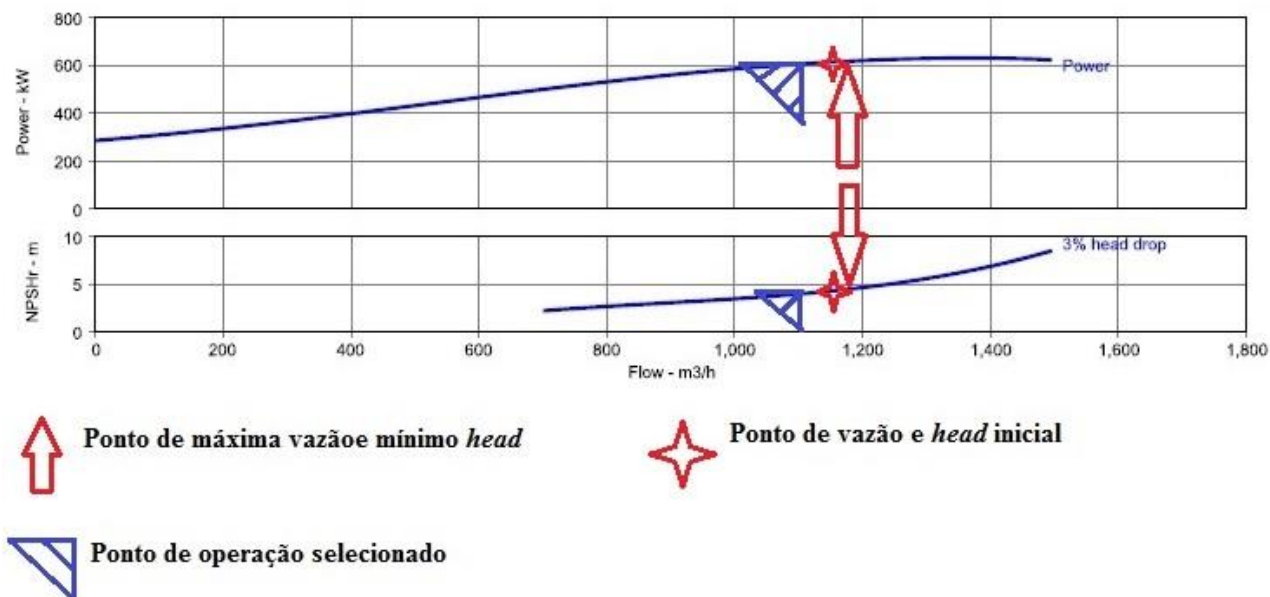


Figura 57 - Potência requerida nos pontos de vazão inicial, final e máxima.

#### 4.8.2.6 – Estudo da cavitação

Novamente, para que não haja cavitação na bomba selecionada, vimos que segundo a equação (3.55) o critério para avaliação de cavitação é:

$$NPSH_d \geq NPSH_r + 0,6 \text{ m de líquido} \quad (3.55)$$

Assim, abaixo podemos ver o gráfico que mostra o  $NPSH_d$ ,  $NPSH_r$  e  $NPSH_{min}$  em função da vazão. O  $NPSH_{min}$  é dado por:

$$NPSH_{min} = NPSH_r + 0,6 \text{ m} \quad (4.9)$$

Ou seja, ele nada mais é do que o nosso critério de avaliação para cavitação. Se o  $NPSH_d$  for sempre maior que o  $NPSH_{min}$ , pelo nosso critério de avaliação, a bomba nunca cavitará.

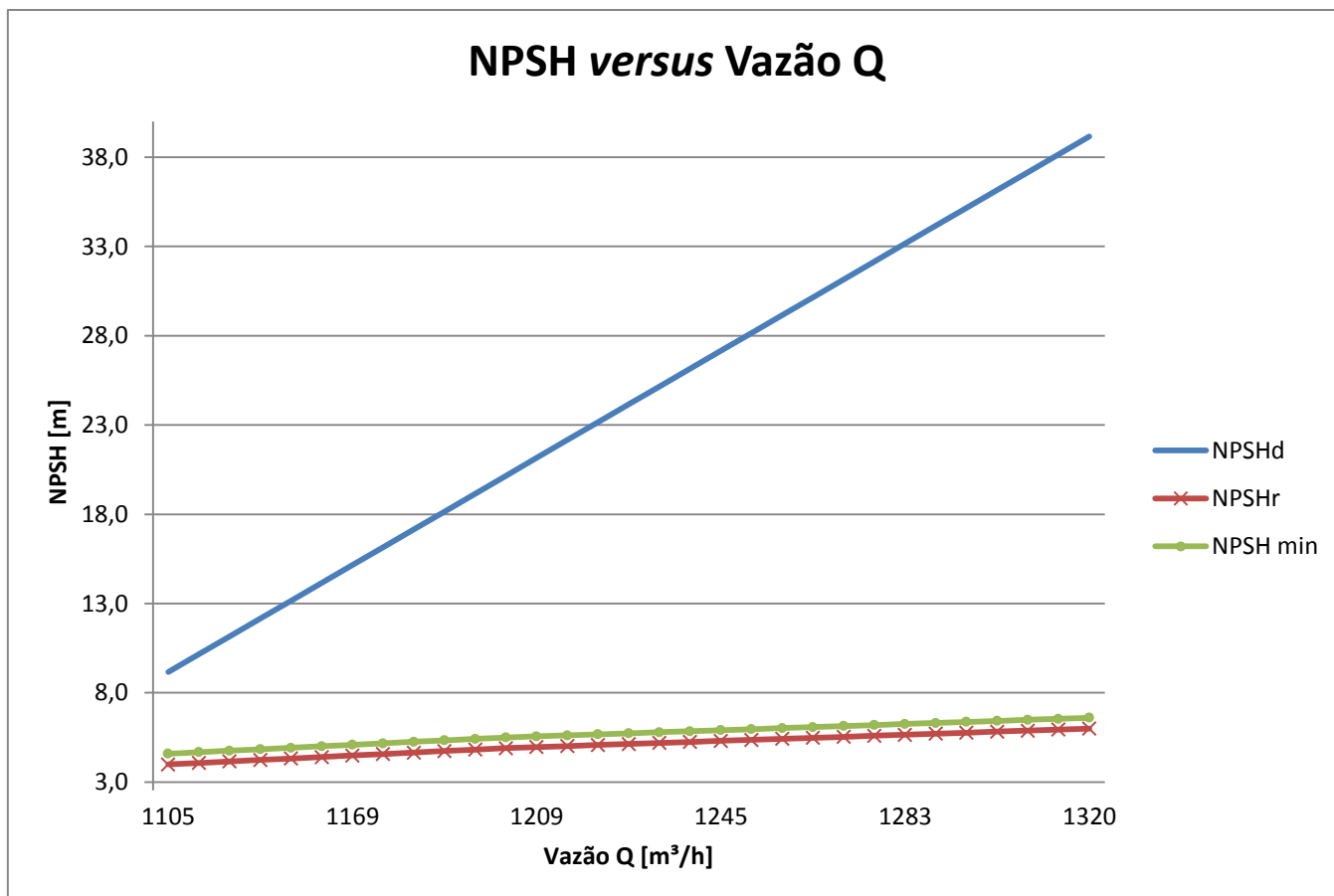


Figura 58 - Gráfico do NPSH versus vazão

Como podemos ver no gráfico, o  $NPSH_d$  é sempre maior do que o  $NPSH_{min}$ , ou seja, segundo os nossos critérios de avaliação, a bomba não cavitará na faixa de operação selecionada.

Abaixo vemos uma tabela na qual podemos comparar o valor do  $NPSH_d$ ,  $NPSH_r$  e  $NPSH_{min}$  para cada valor de vazão estudado.

Tabela 34 - Comparação entre  $NPSH_d$ ,  $NPSH_r$  e  $NPSH_{min}$

Q	$NPSH_d$ [m]	$NPSH_r$ [m]	$NPSH_{min}$ [m]
1105	9.2	4.0	4.6
1116	10.2	4.1	4.7
1128	11.2	4.2	4.8
1139	12.2	4.2	4.8
1151	13.2	4.3	4.9
1162	14.2	4.4	5.0
1169	15.2	4.5	5.1
1175	16.2	4.6	5.2
1182	17.2	4.7	5.3

Q	NPSHd [m]	NPSHr [m]	NPSH min [m]
1188	18.2	4.7	5.3
1195	19.2	4.8	5.4
1202	20.2	4.9	5.5
1209	21.2	5.0	5.6
1216	22.2	5.0	5.6
1223	23.2	5.1	5.7
1230	24.2	5.1	5.7
1235	25.2	5.2	5.8
1240	26.2	5.2	5.8
1245	27.2	5.3	5.9
1250	28.2	5.4	6.0
1255	29.2	5.4	6.0
1262	30.2	5.5	6.1
1269	31.2	5.5	6.1
1276	32.2	5.6	6.2
1283	33.2	5.7	6.3
1290	34.2	5.7	6.3
1296	35.2	5.8	6.4
1302	36.2	5.8	6.4
1308	37.2	5.9	6.5
1314	38.2	5.9	6.5
1320	39.2	6.0	6.6

Com a Tabela 34, podemos ver que claramente a bomba não cavitará seguindo nossos critérios de avaliação.

#### **4.9 – Análise comparativa das bombas selecionadas**

Após a seleção de duas bombas que atendem a todos os critérios de dimensionamento, faremos uma análise comparativa entre elas para decidirmos qual bomba é a melhor escolha.

Para a análise da diferenciação entre as bombas, apontaremos os pontos em que elas se diferem e faremos uma análise de desempenho baseado no que levamos em conta como sendo prioridade, ou, melhor escolha.

#### 4.9.1 – Eficiência (n)

O primeiro ponto a ser analisado é a eficiência de ambas as bombas, principalmente no ponto de operação.

Tabela 35 - Comparação entre as eficiências das bombas

Bomba	Vazão [m <sup>3</sup> /h]	Eficiência [%]
Flowserve 20EKH	1105	80,20
Sulzer SJT 30DLC	1105	79.78

A eficiência da bomba é muito importante devido ao fato de que ela influencia diretamente na potência requisitada pela bomba. Em outras palavras, quanto menor a eficiência da bomba, maior será a potência requisitada pelo acionador, o que acarretará em maiores custos de operação da bomba.

Vemos que a bomba Flowserve 20EKH tem uma eficiência ligeiramente maior do que a bomba Sulzer SJT 30DLC, o que lhe confere certa vantagem. Esta diferença de 0,42% lhe garante vantagem sobre a bomba da outra fabricante, apesar de ser uma diferença pequena.

#### 4.9.2 – Potência requerida e acionador indicado

Analisaremos agora a potência requerida pela bomba para que a mesma opere no ponto de operação.

Tabela 36 - Comparação entre as potências requeridas das bombas

Bomba	Vazão [m <sup>3</sup> /h]	Potência requerida [kW]
Flowserve 20EKH	1105	601
Sulzer SJT 30DLC	1105	606

Como reflexo da menor eficiência, vemos que a bomba Sulzer SJT 30DLC consome maior potência do que a bomba Flowserve 20EKH. Novamente temos uma vantagem

para a bomba 20EKH. Veremos agora a potência indicada para o acionador das bombas pelo fabricante.

Tabela 37 - Comparação entre os acionadores indicados pelos fabricantes

Bomba	Vazão [m <sup>3</sup> /h]	Fator de serviço	Pot. do Acionador [kW]
Flowserve 20EKH	1105	1,15	650
Sulzer SJT 30DLC	1105	1,0	700

Segundo os fabricantes, os acionadores das bombas devem ter no mínimo a potência indicada na Tabela 37. Vemos que, novamente a bomba Flowserve 20EKH utiliza um acionador de menor potência, mesmo utilizando um fator de serviço maior do que a bomba Sulzer SJT 30DLC. Portanto, a bomba Flowserve 20EKH leva vantagem neste quesito.

#### 4.9.3 – Cavitação

Analisaremos agora o  $NPSH_r$  pelas bombas para operar nas condições previstas em projeto.

Tabela 38 - Comparação entre as bombas em relação à cavitação

Bomba	Vazão [m <sup>3</sup> /h]	$NPSH_r$ [m]	$NPSH_A$ [m]
Flowserve 20EKH	1105	7,4	9,2
Sulzer SJT 30DLC	1105	3,99	9,2

Neste caso, apesar de ambas as bombas passarem pelos critérios de não cavitação, a bomba Sulzer SJT 30DLC leva clara vantagem com relação a bomba Flowserve 20EKH neste quesito, com uma diferença de 3,41 metros.

Neste tipo de quesito, como já utilizamos um critério de avaliação, ambas as bombas estariam aptas a operar, não sendo vantagem ter um  $NPSH_r$  muito menor do que o

disponível. Porém, como devemos optar por uma das duas, neste quesito quem levará vantagem será a bomba Sulzer SJT 30DLC.

#### 4.9.4 - %BEP

Veremos agora o funcionamento da bomba com relação ao BEP (*Best efficiency point*). Podemos ver abaixo uma tabela para a comparação destes valores.

Tabela 39 - Comparação entre as bombas quanto a porcentagem da vazão com relação ao BEP.

Bomba	Vazão [m <sup>3</sup> /h]	Vazão no BEP [m <sup>3</sup> /h]	%BEP [%]
Flowserve 20EKH	1105	1123,4	98,40
Sulzer SJT 30DLC	1105	1039,9	106.26

Vemos que a bomba Sulzer SJT 30DLC, apesar de operar a uma vazão de aproximadamente 6% maior do que a vazão no BEP, seu ponto de operação está a uma vazão maior que a vazão no BEP. Isto significa que seu ponto de operação está a direita do BEP no gráfico de *head versus* vazão, o que não é desejável.

Já a bomba Flowserve 20EKH opera bem próximo do BEP, e o ponto de operação está localizado a esquerda da vazão no BEP no gráfico *head versus* vazão. Portanto, podemos concluir que neste quesito, a bomba Flowserve 20EKH está em vantagem com relação a bomba Sulzer SJT 30DLC.

#### 4.9.5 – Ponto de operação em relação ao *shutoff*

Faremos agora uma comparação das bombas com relação a proximidade do ponto de operação com o *shutoff*. Abaixo vemos uma tabela comparativa entre as bombas.

O *shutoff* é o ponto onde a bomba opera com vazão nula. Bombas centrífugas operam neste ponto normalmente na partida, devido ao fato de ele requerer menor potência do acionador.

Este ponto é de extrema importância nesta análise, pois se a bomba operar muito próxima deste ponto haverá problemas de recirculação.



Tabela 40 - Comparação do ponto de operação em relação ao *shutoff*

<b>Bomba</b>	<b>Head de operação [m]</b>	<b>Head no <i>shutoff</i> [m]</b>	<b>% do <i>shutoff</i> [%]</b>
Flowserve 20EKH	180,3	280	55,3
Sulzer SJT 30DLC	180,3	249	38,1

Onde temos que a equação para o cálculo da % do *shutoff* é dada abaixo:

$$\%SO_{off} = \frac{H_{s.off} - H_o}{H_o} * 100 \quad (4.10)$$

Onde:

%SO<sub>off</sub> – Porcentagem em relação ao *shutoff*;

H<sub>s.off</sub> – Head desenvolvido pela bomba no *shutoff*;

H<sub>o</sub> – Head desenvolvido no ponto de operação da bomba.

Ambas as bombas operam bem longe do *shutoff*, sendo assim, não há vencedoras neste quesito.

#### **4.9.6 – Custo e tradição do fabricante**

A *Sulzer Pumps* é um dos principais fabricantes de bombas do mundo. Sua rede global inclui mais de 22 plantas fabris e mais de 170 centros de serviços e escritórios de vendas no mundo inteiro. São bem conhecidos por seus produtos de ponta, pela confiabilidade de desempenho e por suas soluções energeticamente eficientes. [9]

A *Flowserve* é reconhecida como líder mundial no fornecimento de bombas, válvulas, selos, automação e serviços para os setores de petróleo, gás, químico e entre outros. Com mais de 14.000 funcionários em mais de 56 países, combinam alcance global com presença local. [11]

A visão da *Flowserve* é manter uma identidade exclusiva diante dos clientes fornecendo soluções integradas de gerenciamento de fluxo como negócios globais, unificados e centrados no cliente. Chegamos a essa visão combinando nossos talentos

e a nossa experiência em fornecer produtos, serviços e soluções que ajudam os clientes a ultrapassarem suas metas corporativas. [11]

As citações acima foram retiradas dos respectivos sites dos fabricantes. Ambos os fabricantes possuem tradição e competência para a construção da bomba. Resta comparar o nível de assistência técnica no Brasil para os dois.

Tabela 41 - Número de locais de vendas, assistência e serviço das bombas.

<b>Bomba</b>	<b>Número de assistências no Brasil</b>
Sulzer SJT 30DLC	8
Flowserve 20EKH	2

A fabricante de bombas Sulzer tem mais pontos de assistência técnica do que a Flowserve. Isto a faz sair em vantagem neste quesito. Inclusive, como a FPSO será montada no estaleiro do Rio Grande, localizada no Rio Grande do Sul, e a Sulzer possui uma central de vendas e assistência em Porto Alegre, teríamos uma assistência técnica, para qualquer imprevisto, mais próxima do local.

Para a Flowserve, o ponto de assistência técnica mais próxima do estaleiro do Rio Grande ficaria em São Paulo. Porém, apenas o número de lojas para a assistência não pode por si só, ser o parâmetro para a comparação.

### **Custo**

Os valores monetários para a fabricação, montagem, testes e assistência técnica das bombas não foi conseguido junto as fabricantes, não sendo possível realizar esta análise.

Devido as pequenas diferenças de desempenho entre as bombas, o custo seria fator definitivo no momento da escolha. Portanto, houve um empate neste quesito.

#### 4.9.7 – Conclusão

Após as avaliações acima, podemos observar na tabela abaixo os resultados da comparação.

Tabela 42 - Comparação entre as bombas

	Flowserve 20EKH	Sulzer SJT 30DLC
<b>Eficiência</b>	1	0
<b>Potência requerida</b>	1	0
<b>Cavitação</b>	0	1
<b>% BEP</b>	1	0
<b>% <i>Shutoff</i></b>	1	1
<b>Custo e tradição</b>	1	1
<b>Resultado</b>	<b>5</b>	<b>3</b>

Portanto, como podemos ver na Tabela 42, a bomba Flowserve foi a que mais pontuou nos quesitos selecionados. Sendo assim, ela será a bomba selecionada para atender ao processo. Devido à falta de dados, esta seleção é apenas preliminar. Para a seleção final da bomba, outros fatores deveriam ser levados em consideração (como construção mecânica, normas do cliente, etc.).

#### 4.10 – Simulação da operação de *offloading* de emergência

Em caso de algum problema no carretel do pacote de *offloading*, uma operação de emergência pode ser executada. Esta operação deverá atender aos mesmos requisitos de vazão da operação normal.

O *offloading* de emergência consiste em apenas não usar o carretel. O óleo cru passa pelo pacote de *offloading* e vai até uma conexão flangeada, onde a mangueira de *offloading* é conectada.

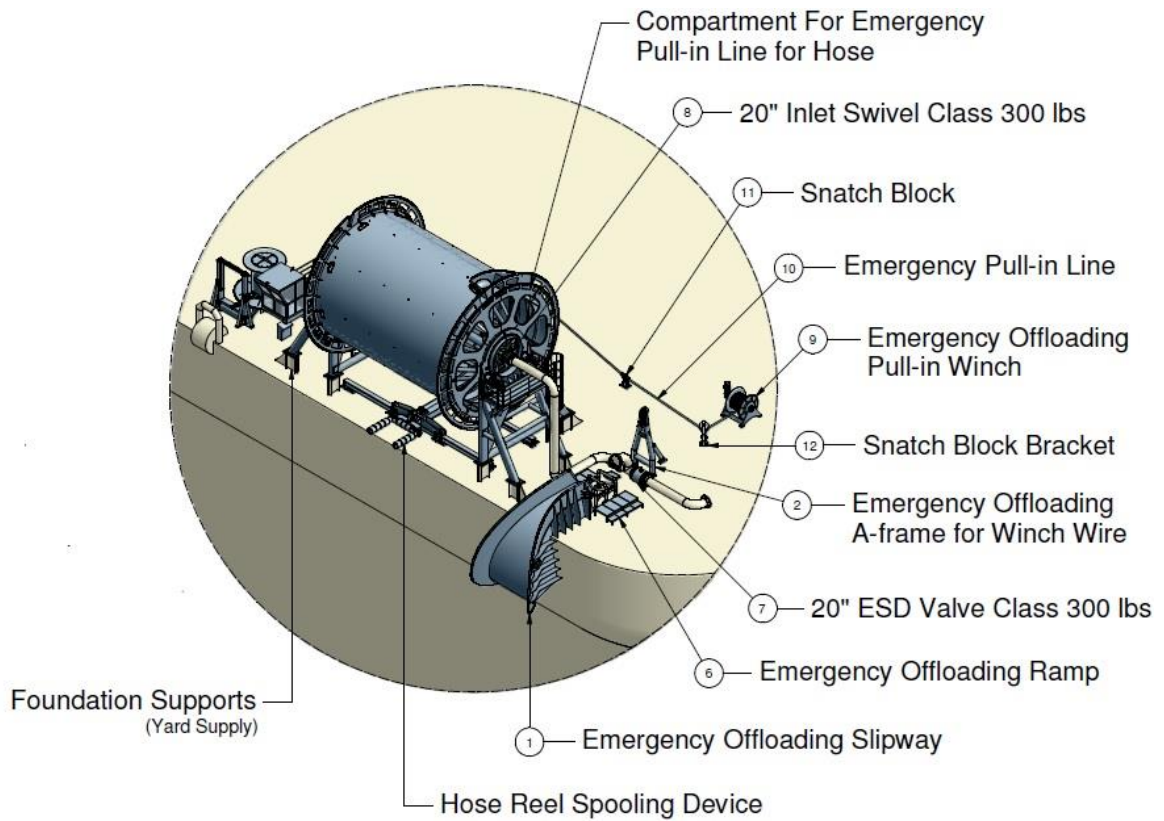


Figura 59 - Pacote de *offloading* e *offloading* de emergência [12]

#### 4.10.1 – Perda de carga

Na operação de emergência, quase todo o sistema permanece igual ao da operação normal, com exceção de um pequeno trecho entre o carretel da mangueira de *offloading* e o flange de descarga de emergência, onde será conectada a mangueira de *offloading*.

Temos então, que para o trecho adicional, o comprimento reto e acessórios existentes estão mostrados na tabela abaixo:

Tabela 43- Comprimento reto e acessórios - *Offloading* de emergência

$D_N$ (in)	$C_R$ (m)	J90	J45	$T_{fluxo}$	$T_{ramif}$	VE	VR	VB
20	17,16	3	0	0	1	0	0	2

Onde:

$D_N$  – Diâmetro nominal, em in;

$C_R$  – Comprimento reto de tubulação, em m;

J90 – Joelho de noventa graus, 90°;

J45 – Joelho de quarenta e cinco graus, 45°;

$T_{fluxo}$  – Derivação em T em que o fluido bombeado segue pela tubulação;

$T_{ramif}$  – Derivação em T em que o fluido bombeado segue pela derivação;

VE – Válvula do tipo esfera;

VR – Válvula de retenção;

VB – Válvula do tipo borboleta.

Utilizando as tabelas 1, 2 e 3 e com o auxílio das equações (3.11), calcularemos o comprimento reto total. Assim, o comprimento equivalente total da tubulação de emergência será:

$$L_{emg} = 106,2 \text{ m}$$

Onde:

$L_{emg}$  – Comprimento equivalente da tubulação de emergência.

Agora, substituindo os valores já encontrados anteriormente na equação (3.12) acharemos a perda de carga na tubulação de emergência.

$$h_{emg} = 19,5 \text{ m}$$

Onde:

$h_{emg}$  – Perda de carga na tubulação de emergência.

Assim, a altura manométrica total necessária para realizar a operação de *offloading* será:

$$\mathbf{H_{emg} = 202,1 \text{ m}}$$

Onde:

$H_{emg}$ - Altura manométrica requisitada pelo sistema, na vazão de operação (1105m<sup>3</sup>/h), na operação de *offloading* de emergência.

Podemos observar abaixo as curvas do sistema de emergência juntamente com a curva da bomba, o que nos permite delimitar a faixa de operação da bomba na condição de emergência.

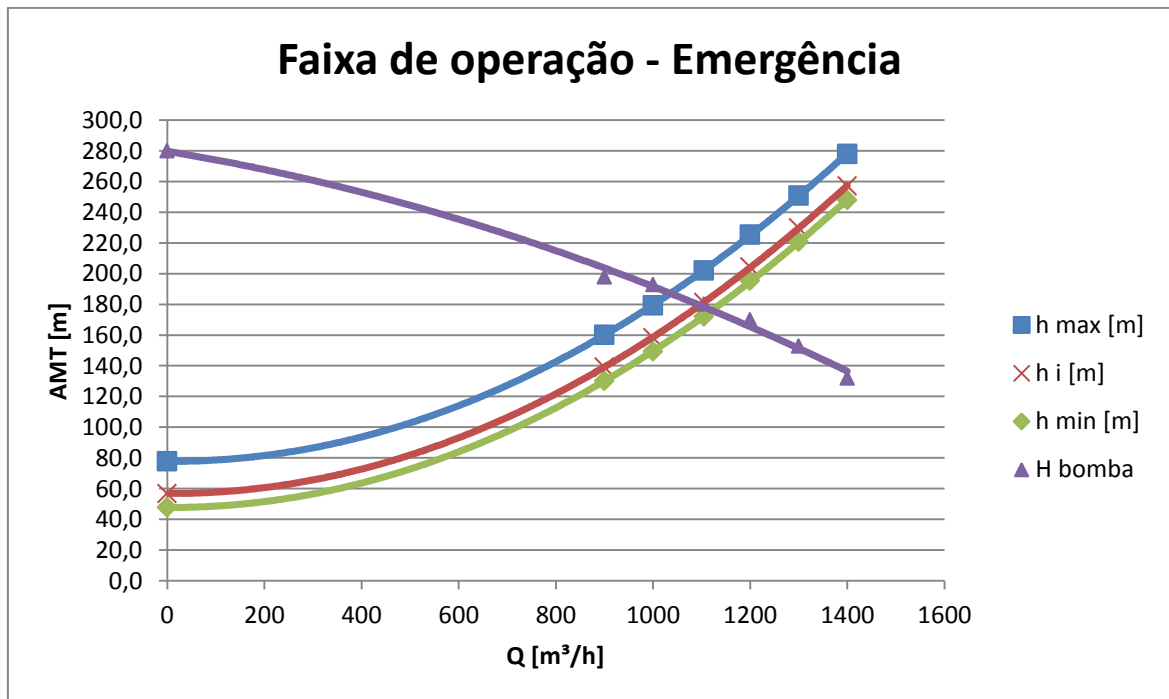


Figura 60 - Faixa de operação da bomba - Emergência

#### 4.10.2 – Variação da vazão na operação de *offloading* de emergência

Abaixo vemos uma tabela que mostra a variação da vazão para a operação de *offloading* de emergência com a alteração do nível do reservatório de sucção.

Tabela 44 - Variação da vazão na operação de *offloading* de emergência

AMTd = AMT - AMD							
Pa[Pa] = 101300	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] = 890	AMT [m] = 199,8	Bomba 20 EKH				
Pv [Pa] = 40800	$\gamma$ [N/m <sup>3</sup> ] = 8819,9	Pd [bar] = 17,8	4 estágios				
Ps [Pa] = 20260	hs [m] = 0		1780 RPM				
Nível [m]	Pfs		Pd-Pfs		Q		H
	[m]	[bar]	[m]	[bar]	[m <sup>3</sup> /h]	bbl/dia	[m]
0	2,3	0,2	188,0	16,4	1042	943773,6	188
1	3,3	0,3	186,6	16,3	1045,8	947215,3	187,6

AMTd = AMT - AMD							
2	4,3	0,4	185,3	16,2	1049,6	950657,1	187,2
3	5,3	0,5	183,9	16,1	1053,4	954098,9	186,9
4	6,3	0,6	182,5	15,9	1057,2	957540,7	186,5
5	7,2	0,6	181,1	15,8	1061	960982,5	186,1
6	8,2	0,7	179,8	15,7	1064,8	964424,3	185,7
7	9,2	0,8	178,4	15,6	1068,6	967866	185,3
8	10,2	0,9	177,0	15,5	1072,4	971307,8	185,0
9	11,2	1,0	175,7	15,3	1076,2	974749,6	184,6
10	12,2	1,1	174,3	15,2	1080	978191,4	184,2
11	13,2	1,2	172,9	15,1	1083	980908,6	183,8
12	14,2	1,3	171,5	15,0	1086	983625,8	183,4
13	15,2	1,3	170,2	14,9	1089	986343	183,0
14	16,2	1,4	168,8	14,7	1092	989060,2	182,7
15	17,1	1,5	167,4	14,6	1095	991777,4	182,3
16	18,1	1,6	166,1	14,5	1098	994494,6	181,9
17	19,1	1,7	164,7	14,4	1101	997211,8	181,5
18	20,1	1,8	163,3	14,3	1104	999929	181,1
19	21,1	1,9	162,0	14,1	1107	1002646	180,8
20	22,1	1,9	160,6	14,0	1110	1005363	180,4
21	23,1	2,0	159,2	13,9	1111,5	1006722	180
22	24,1	2,1	157,9	13,8	1113	1008081	179,7
23	25,1	2,2	156,6	13,7	1114,5	1009439	179,3
24	26,1	2,3	155,2	13,6	1116	1010798	179,0
25	27,0	2,4	153,9	13,4	1117,5	1012156	178,7
26	28,0	2,5	152,6	13,3	1119	1013515	178,3
27	29,0	2,6	151,3	13,2	1120,5	1014874	178,0
28	30,0	2,6	149,9	13,1	1122	1016232	177,7
29	31,0	2,7	148,6	13,0	1123,5	1017591	177,3
30	32,0	2,8	147,3	12,9	1125	1018949	177
				Média	1090,92	988081,4	

Portanto, a média de vazão bombeada será:

$$Q_{m.emg} = 988.081 \text{ bbl/dia}$$

Onde:

$Q_{m.emg}$  – Vazão média bombeada na operação de emergência, em bbl/dia.

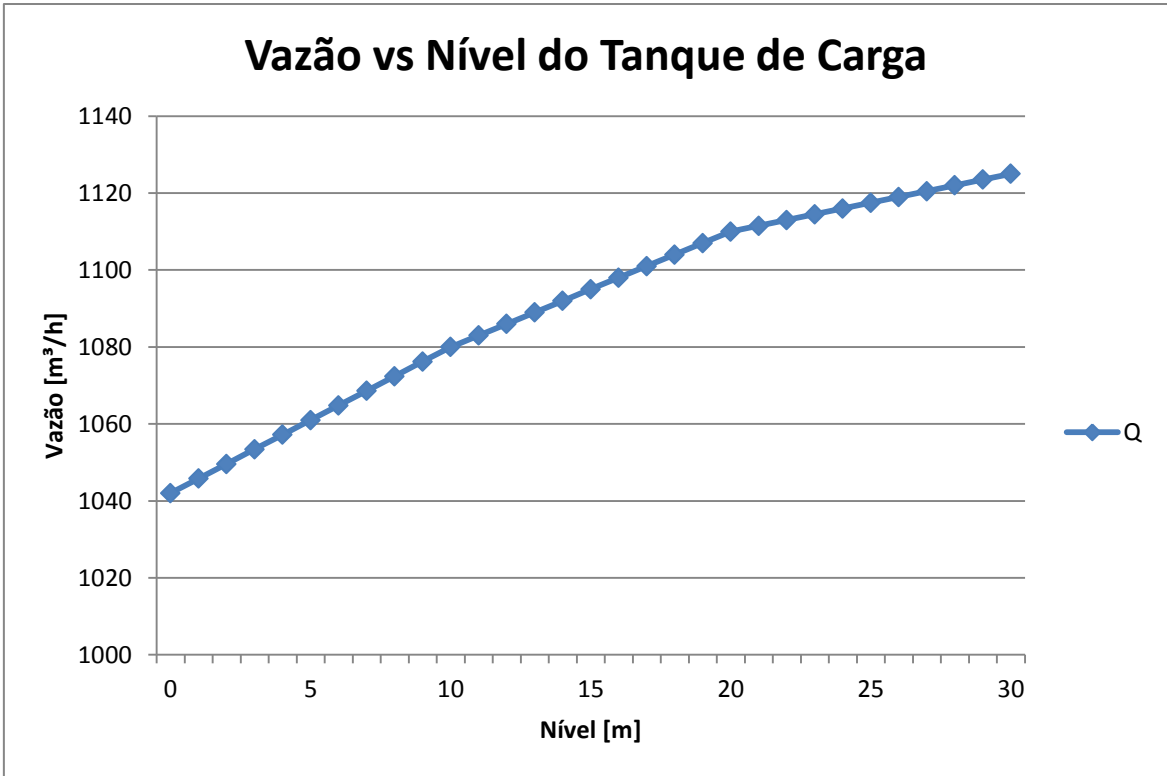


Figura 61- Variação da vazão de *offloading* com o nível do reservatório de sucção

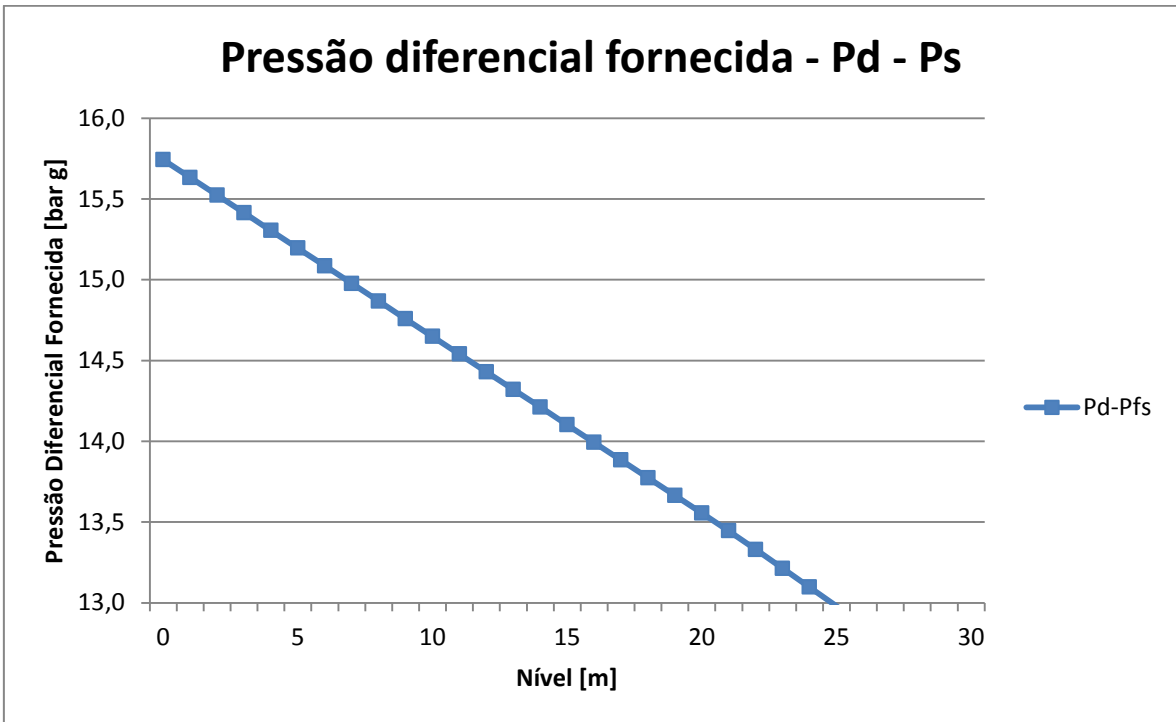


Figura 62 - Pressão diferencial fornecida durante a operação de *offloading* de emergência



Como podemos perceber, a vazão média bombeada na operação de *offloading* de emergência está ligeiramente abaixo da especificada (aproximadamente 96% da vazão requerida). Apesar de o valor não ser maior que 1 milhão de barris por dia, se encontra razoavelmente próximo. Como a operação de *offloading* de emergência acontece apenas poucas vezes durante os anos, podemos concluir que a bomba de *offloading* selecionada atende razoavelmente a operação de emergência.

#### 4.10.3 – Tempo gasto para descarregar um milhão de barris

Para efeito de estimativa, calcularemos o tempo necessário para a bomba exportar um milhão de barris de petróleo, a fim de comparar o tempo da operação de emergência com a operação normal. Para este cálculo, usaremos a vazão média como parâmetro.

$$t_o = \frac{24 * 10^6}{Q_{\text{medio}}} \quad (4.11)$$

Onde:

$t_o$  – tempo da operação de *offloading*, em horas;

$Q_{\text{medio}}$  – Vazão média bombeada, em barris de petróleo por dia.

Substituindo os valores encontrados teremos que:

$$t_{o_{\text{normal}}} = 23 \text{ h}$$

$$t_{o_{\text{emg}}} = 24,3 \text{ h}$$

Onde:

$t_{o_{\text{normal}}}$  – tempo da operação de *offloading* normal, em h;

$t_{o_{\text{emg}}}$  – tempo da operação de *offloading* de emergência, em h.

Podemos ver que o tempo para a realização da operação de *offloading* de emergência é cerca de 5,3% maior do que a operação normal, porém apenas 1,2% maior do que o requisito de um milhão de barris por dia.

## **5. Comissionamento**

Falaremos agora de um conceito ainda pouco conhecido na sua abrangência, o comissionamento. O comissionamento é, segundo [13], o processo de assegurar que os sistemas e componentes de uma edificação ou unidade industrial estejam projetados, instalados, testados, operados e mantidos de acordo com as necessidades e requisitos operacionais do proprietário. Ele pode ser aplicado tanto a novos empreendimentos quanto a unidades e sistemas existentes em processo de expansão, modernização ou ajuste.

Comumente, o comissionamento é conhecido como a fase em que se liga o sistema pela primeira vez, que na verdade, é um conceito equivocado do mesmo. O comissionamento é muito mais abrangente. Ele consiste no uso de procedimentos para verificar, inspecionar, testar e sanar quaisquer pendências de cada componente físico do empreendimento. É importante saber também que a rastreabilidade de cada atividade executada na planta industrial é de vital importância para o processo de comissionamento.

Para que o processo de comissionamento ocorra com perfeição, toda a planta industrial é dividida em partes maiores e menores, sendo elas normalmente, sistemas, subsistemas e itens. Com isso, toda a verificação individual necessária e, após, toda a integração dos itens, subsistemas e sistemas pode ser feita em pequenas partes, adiantando o recebimento do faturamento para o montador (empresa que executa a obra), e diminuindo o tempo de *start-up* da planta ( tempo entre o projeto e a operação efetiva da planta industrial).

Esta metodologia pode ser aplicada a todas as fases do projeto, desde o projeto básico até o recebimento de equipamentos e após a entrega da unidade para o cliente. Quando a unidade é entregue operando dentro dos parâmetros contratados pelo cliente, o processo de comissionamento se encerra.

Faremos agora um pequeno estudo das fases do comissionamento bem com sua abordagem básica para cada projeto. Veremos também seu objetivo.

### **5.1 – Objetivo**

O grande objetivo do comissionamento , segundo [13], é assegurar a transferência da unidade civil ou industrial do construtor para o proprietário de forma ordenada e

segura, garantindo sua operabilidade em termos de desempenho, confiabilidade e rastreabilidade de informações.

## **5.2 – Abordagem**

Em linhas gerais, o comissionamento segue uma metodologia estruturada. Sempre que uma planta ou processo industrial passará pelo processo de comissionamento, a abordagem inicial se dará da seguinte maneira:

- I. Analisar os requisitos de projeto e o contrato, definindo uma matriz de responsabilidade para as entidades envolvidas.
- II. Estabelecer procedimentos padrões para a execução de cada atividade.
- III. Dividir a planta em sistemas e subsistemas.
- IV. Estabelecer uma rede lógica de precedência entre os subsistemas e os sistemas.
- V. Executar os testes e inspeções individuais dos equipamentos, itens e malhas, considerando o planejamento de construção e montagem.
- VI. Executar as atividades de pré-operação.
- VII. Executar o teste de performance dos subsistemas e sistemas, conforme a rede de precedência.
- VIII. Executar a operação assistida dos sistemas durante o período contratual.

## **5.3 – Fases do comissionamento**

O comissionamento, para a facilidade e identificação de quando deverá ocorrer cada atividade, é dividido em fases. São elas:

- I. Engenharia e planejamento.
- II. Pré-comissionamento
- III. Comissionamento e transferência do sistema
  - a. Pré-operação
  - b. Testes de desempenho dos sistemas e subsistemas
  - c. Operação assistida

Agora, falaremos resumidamente de cada fase do comissionamento, visando maior clareza do que consiste cada fase.

### **5.3.1 – Engenharia e planejamento**

Esta fase do comissionamento consiste, basicamente, em:

- I. Análise do contrato, visando compreender o escopo do contrato de comissionamento e as responsabilidades de cada parte envolvida.
- II. Análise de engenharia da documentação de projeto.
- III. Pesquisa e análise da documentação fornecida pelos fabricantes dos equipamentos, objetivando identificar dados técnicos relevantes.
- IV. Planejamento.
- V. Elaboração da documentação de engenharia de comissionamento ( Lista geral de documentos, lista de sistemas e subsistemas, identificação dos subsistemas etc.)

### **5.3.2 – Pré-comissionamento**

Esta fase do comissionamento consiste, basicamente, em:

- I. Inspeção e recebimento dos equipamentos.
- II. Preservação dos equipamentos de acordo com os procedimentos indicados pelo fabricante.
- III. Teste de estanqueidade de VETs (Válvulas de estanqueidade total)
- IV. Calibração da instrumentação.
- V. Inspeção de completção física, que consistem em uma verificação visual da montagem de *skids*, equipamentos e itens após a sua instalação.
- VI. Teste de pressão nas tubulações.
- VII. Testes de aterramento.
- VIII. Inspeções NR-13.
- IX. Calibração das válvulas de alívio de pressão.
- X. Testes de malha, visando verificar a operação correta da automação da planta.
- XI. Inspeção de completção mecânica.

### **5.3.3 – Comissionamento e transferência**

Esta fase do comissionamento consiste, basicamente, em:

- I. Pré-operação.
  - a. Preparação para a partida de equipamentos

- b. Testes funcionas e de intertravamento lógico.
- c. Limpeza de tubulações.
- d. Teste de estanqueidade.
- e. Primeira partida.
- f. Inspeção final de comissionamento, atestando a não existência de nenhuma pendência que impeça a partida do sistema para o teste de performance.

**II. Teste de aceitação de performance.**

**III. Operação assistida.**

### **5.4 – Teste de aceitação de performance (TAP)**

O teste de aceitação de performance, comumente conhecido como TAP, tem como objetivo testar e atestar que o sistema/subsistema está operando de acordo com os requisitos contratados.

O teste deverá ser executado com o sistema/subsistema operando o mais próximo possível das condições de operação projetadas, com o fluido de processo de preferência. Qualquer manobra na execução do teste que faça com que o sistema/subsistema se modifique do original deverá ser previamente estudada pela equipe de engenharia e submetida a aprovação do cliente.

A responsabilidade pelo teste de performance normalmente é em regra da equipe de comissionamento.

Após a execução do teste, os resultados serão anotados para comparação com os parâmetros de projeto. Estes resultados são analisados conjuntamente entre a equipe de comissionamento, pela fiscalização do cliente e, quando aplicável, pela sociedade classificadora. Uma vez aprovado, emite-se um termo de transferência provisório do sistema.

A partir deste ponto, a responsabilidade da operação e manutenção do sistema/subsistema passa a ser do cliente. Deverá também ser elaborado um plano para a eliminação de todas as pendências encontradas durante o teste.

#### **5.4.1 – Composição do teste**

O teste de aceitação de performance possui vários itens para verificação, que deverão obrigatoriamente ser cumpridos. Alguns de seus itens, se referem a outros assuntos, apenas auxiliando no planejamento e execução do teste. Os itens que compõem o teste de aceitação de performance são:

- I. Capa: Contém informações básicas como numeração da TAP, nome do cliente, data da elaboração, quantidade de páginas da TAP, nome do elaborador da TAP, nome do revisor da TAP, nome do aprovador da TAP.
- II. Sistemas precedentes: Enumera os sistemas que deverão estar operacionais no momento do teste para que o mesmo seja executado.
- III. Documentos de referência: Lista todos os documentos que foram usados para a obtenção dos valores e das referências necessárias para a elaboração da TAP.
- IV. Consumíveis: Lista os consumíveis que serão usados no teste, como gasolina, água doce, óleo diesel, etc.
- V. Recursos Humanos: Lista os profissionais necessários para a execução do teste.
- VI. Ferramentas: Lista as ferramentas necessárias para a execução do teste.
- VII. *Checks* preliminares: Visam garantir a segurança no local de execução do teste. Eles incluem a verificação de comunicação com a sala de controle, avisos de segurança, delimitação do local de teste com faixas alertando o perigo iminente, dentre outras verificações.
- VIII. Alinhamento do sistema: Lista todas as manobras (abrir/fechar válvula) para a execução do teste. Neste tópico, também se verificam procedimentos preliminares indicados pelos fabricantes dos equipamentos.
- IX. *Start-up*: Lista todos os procedimentos necessários para a partida do sistema/subsistema para o teste, bem como as grandezas a serem medidas.
- X. TAP: Tabela com valores a serem medidos e também com os valores esperados para o teste.

#### **5.5 – Valores esperados para o teste de desempenho**

Como dito anteriormente, o teste de performance deve ser operado, na medida do possível, próximo das condições normais de operação. Porém, nem sempre isto é possível, devido a imprevistos ou impossibilidades do andamento do projeto.

Neste projeto, o teste da bomba não será operado nas condições normais. Foi acordado com o cliente que a bomba operaria com água doce, e que o fluxo seria desviado para a linha de recirculação, voltando novamente para o tanque de onde havia sido extraído. Com isso, os parâmetros para o teste serão modificados.

Na execução do teste, a bomba deixará de passar pelo pacote de *offloading*, portanto a perda de carga nele e na mangueira de *offloading* não será contabilizada.

A intenção desta análise é responder para o cliente se o uso deste artifício no comissionamento da bomba é plausível e não danificaria a bomba. Para isto, teremos que analisar as perdas de carga, a nova vazão de operação, o NPSH<sub>d</sub> e o NPSH<sub>R</sub>.

### 5.5.1 – Perda de carga diferenciada

As diferenças no percurso que será encontrada pelo fluido no teste de performance será:

Tabela 45 - Diferenças do percurso no teste de aceitação de performance

D <sub>N</sub> (in)	C <sub>R</sub> (m)	J90	J45	T <sub>fluxo</sub>	T <sub>ramif</sub>	VE	VR	VB
30	237,3	6	0	6	1	0	0	2

Os comprimentos retos e acessórios encontrados serão os mesmos da operação normal, porém, adicionados dos acessórios da Tabela 45 e sem contemplar o pacote de *offloading* e a mangueira de *offloading*.

#### 5.5.1.1 – Altura manométrica de sucção

$$h_s = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs}$$

#### Nível do reservatório de sucção

Foi informado pelo cliente que no momento do comissionamento haveria cerca de 2500 metros cúbicos de água doce nos tanques. Isto equivale a uma altura na sucção de aproximadamente três metros. Porém, como a tubulação deverá ser preenchida com parte da água deste tanque, o nível do reservatório ficará ligeiramente abaixo dos três

metros. Para isso, calcularemos o volume aproximado utilizado para preencher as tubulações.

$$V = \sum \left( \frac{\pi D_i^2}{4} \right) (C_{Ri_{total}}) \quad (4.11)$$

Onde:

V-Volume ocupado;

$D_i$  - Diâmetro interno da tubulação **i**, em m;

$C_{Ri_{total}}$  – Comprimento reto total de tubulação para o diâmetro **i**, em m.

Portanto, o volume total ocupado será de:

$$V = 248,4 \text{ m}^3$$

Portanto, teremos no tanque uma quantidade de água igual a 2251,6 metros cúbicos.

Este volume nos dará um nível constante do reservatório de sucção de:

$$Z_s = 2,7 \text{ m}$$

### **Peso específico da água**

O peso específico da água utilizado será:

$$\gamma = 9790,4 \text{ N/m}^3$$

### **Cálculo da altura manométrica de sucção**

Com as demais condições mantidas constantes, encontraremos o valor da altura manométrica de sucção de:

$$h_s = 4,78 \text{ m}$$

### **5.5.1.2 – Altura manométrica de descarga**

$$h_d = Z_D + \frac{P_d}{\gamma} + h_{fd}$$



### 5.5.1.2.1 - Cálculo de $h_{fd}$

#### Reynolds

$$Re = \frac{V * D_i}{\vartheta}$$

$$Re_{12"} = 1,303 \cdot 10^6$$

$$Re_{30"} = 3,17 \cdot 10^6$$

#### Rugosidade relativa

$$\varepsilon_{R 12"} = 0,0002$$

$$\varepsilon_{R 30"} = 0,00006$$

#### Fator de atrito (f)

$$f_{12"} = 0,0145$$

$$f_{30"} = 0,0118$$

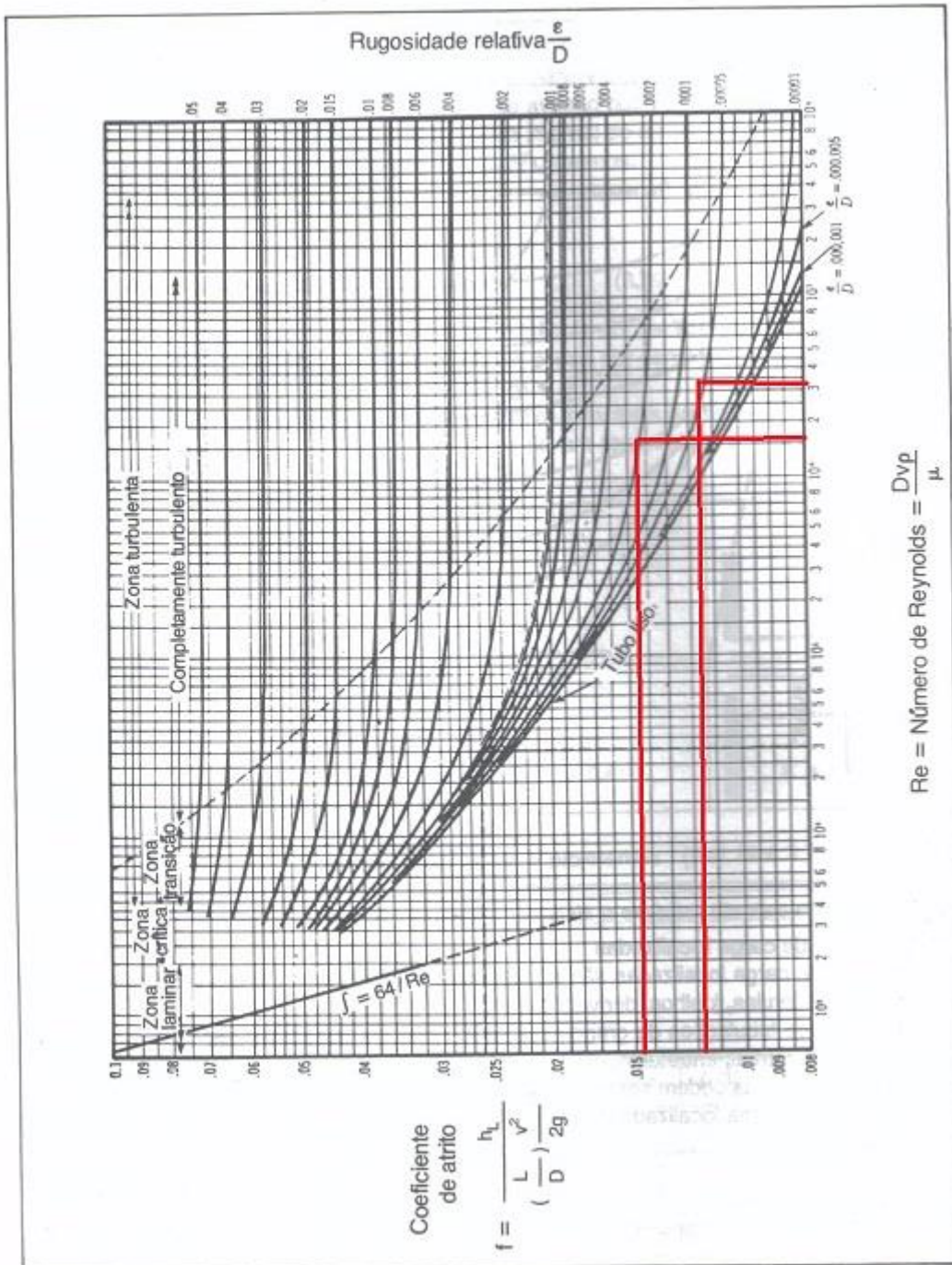


Figura 63 - Fator de atrito para a operação com água

### Comprimento de trecho reto e quantidade de acessórios

Somando-se os dados da Tabela 45 com os da tabela 13 teremos a tabela abaixo.

Tabela 46 - Acidentes na tubulação

D <sub>N</sub> (in)	C <sub>R</sub> (m)	J90	J45	T <sub>fluxo</sub>	T <sub>ramif</sub>	VE	VR	VB
12	16,2	3	0	1	0	0	1	2
30	580,3	13	4	13	4	0	0	7

### Comprimento equivalente total

$$L_{TOTAL} = L_{RETO} + \sum_{i=1}^n Le_i$$

$$L_{TOTAL_{12''}} = 108,9 \text{ m}$$

$$L_{TOTAL_{30''}} = 1409,5 \text{ m}$$

O comprimento equivalente total para a tubulação de 12" não se altera, visto que o percurso não mudou.

### Cálculo das perdas na tubulação e acessórios

Com os resultados já obtidos, os resultados para as perdas de carga serão:

$$h_{fd_{12''}} = 5,17 \text{ m}$$

$$h_{fd_{30''}} = 21,5 \text{ m}$$

A estas perdas deve-se adicionar a perda da estação de medição, que estará operando no momento do comissionamento.

$$h_{E.M.} = 18,5 \text{ m}$$

#### 5.5.1.2.2 – Cálculo da altura manométrica de descarga

Com isso, o valor da altura manométrica de descarga será:

$$h_d = Z_D + \frac{P_d}{\gamma} + h_{fd}$$

$$h_d = 103,4 \text{ m}$$

### 5.5.1.2.3 – Altura manométrica total

Como sabemos, a altura manométrica do sistema é calculada por:

$$H = h_d - h_s$$

$$H = 98,6 \text{ m}$$

### 5.5.2 – NPSH disponível (NPSH<sub>d</sub>)

Temos que a equação para cálculo do NPSH<sub>d</sub> será:

$$\text{NPSH}_d = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} + \frac{P_a - P_v}{\gamma}$$

Assim, substituindo os valores já encontrados, obteremos o seguinte resultado:

$$\text{NPSH}_d = 10,94 \text{ m}$$

### 5.5.3 – Vazão de operação

Utilizando o gráfico de *head versus* vazão da bomba operando com água, conseguimos identificar seu novo ponto de operação, que terá uma vazão correspondente igual a:

$$Q \approx 1520 \text{ m}^3/\text{h}$$

Nota-se que esta vazão já está fora do *range* atingido pela bomba, o que torna esta operação inadequada.

### 5.5.4 – NPSH<sub>r</sub>

Além da vazão, veremos agora o NPSH<sub>r</sub> pela bomba para operar nas novas condições. Segundo o gráfico da bomba para operação com água, o NPSH<sub>R</sub> teria valor de aproximadamente:

$$\text{NPSH}_r \approx 20 \text{ m}$$

Podemos ver que o  $NPSH_r$  é quase o dobro do  $NPSH_d$ , o que torna a operação perigosa para a bomba.

### **5.5.5 – Conclusão para o pedido do cliente**

Conclui-se que o pedido do cliente não poderá ser atendido, visto que poderá causar danos severos a bomba devido à cavitação.

A bomba poderia sim ser testada com água, porém seria recomendável que o pacote de *offloading* e a mangueira de *offloading* fossem utilizadas durante a execução do teste de aceitação de performance.

## **6. Conclusão**

Conclui-se que neste projeto, a seleção da bomba para operar em um sistema de *offloading* de uma FPSO foi bem sucedida. A bomba selecionada é capaz de bombear óleo cru nas condições requisitadas pelo cliente, operando em um ponto de operação que não causará danos a curto ou longo prazo.

Pela análise da variação da vazão com o  $NPSH_d$  também percebeu-se que a bomba opera sem maiores problemas, passando também por este quesito. Portanto, esta análise foi um fator principal para a aprovação da bomba.

A análise executada para o *offloading* de emergência também mostrou que a bomba atenderá aos requisitos de projeto, porém, a vazão média bombeada ficou ligeiramente abaixo da especificada pelo cliente para a operação normal. Concluimos que, mesmo operando com vazão abaixo da requisitada, isto não seria um impedimento, pois a operação de *offloading* de emergência não ocorrerá muitas vezes durante a vida útil da FPSO.

A análise de comissionamento solicitada pelo cliente mostrou também que a bomba não deverá operar nas condições de teste requisitadas pelo cliente, devido a possíveis problemas com a cavitação.

Novamente, destacamos que o objetivo principal de selecionar uma bomba para operar em um sistema de *offloading* de uma FPSO foi alcançado, tendo ainda como adicionais, os itens descritos acima.

## Referências Bibliográficas

- [1] E.E. DE MATTOS, R. de FALCO, **Bombas Industriais**, 2 ed. Rio de Janeiro, Interciência 1998.
- [2] W. FOX, ROBERT, T. MCDONALD, ALAN, *Introduction to Fluid Mechanics*, 5 ed. Indiana, Jhon Wiley & Sons, Inc. 1998.
- [3] GOMES, GUSTAVO ALVES PINTO MOSQUEIRA, **Seleção de Bomba Centrífuga Vertical para Operação em um Sistema de Transferência de Enxofre Líquido**, Projeto de Graduação, Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013
- [4] PETROBRAS, **I-ET-3000.00-1350-940-PEP-001 – General Technical Description**, rev. C, 2010.
- [5] SILVA TELLES, P.C. **Tubulações Industriais – Materiais, Projeto, Montagem**. 10a. edição, Livros Técnicos e Científicos, Editora S.A. 2001.
- [6] ENGEVIX ENGENHARIA S.A., **I-ET-3010.92-1350-200-EGV-001 - Hull Piping Specification**, rev G, 2012.
- [7] SILVA TELLES, P.C.; PAULA BARROS, D.G, **Tabelas e Gráficos para Projetos de Tubulações**, 6a. edição, Livros Técnicos e Científicos, Editora Interciência, 1998.
- [8] ECOVIX, **I-RL-3010.92-1358-940-OVX-001 – Ullage Table**, re v. A, 2012.
- [9] Site da fabricante SULZER, Disponível em:  
< [www.sulzer.com](http://www.sulzer.com) > Acesso em: 17 set, 2014.
- [10] SULZER SELECT, Disponível em:  
<[http://stars2.sulzer.com/IEQ\\_HydSel/HydSel\\_JSP/intelliquip/main.jsp?selectedURL=/start](http://stars2.sulzer.com/IEQ_HydSel/HydSel_JSP/intelliquip/main.jsp?selectedURL=/start)> Acesso em: 17 set, 2014.
- [11] Site da fabricante de bombas FLOWSERVE, Disponível em:  
<[http://www.flowserve.com/pt\\_br](http://www.flowserve.com/pt_br)> Acesso em: 15 set, 2014.

[12] SCANA, **I-DE-3010.92-1359-600-NJA-001\_0 – General Arrangement Drawing**, rev 0, 2011.

[13] WIKIPÉDIA, **Comissionamento**, Disponível em:

<<http://pt.wikipedia.org/wiki/Comissionamento>>, Acesso em: de 29 set, 2014 10:49:25.

[14] ANTÔNIO DA SILVA, MARCOS, **Manual de treinamento – Seleção e aplicação de bombas centrífugas**, 5ª ed., Centro de treinamento do produto, 2003.

## **Anexo I – Dados da bomba Flowserve**





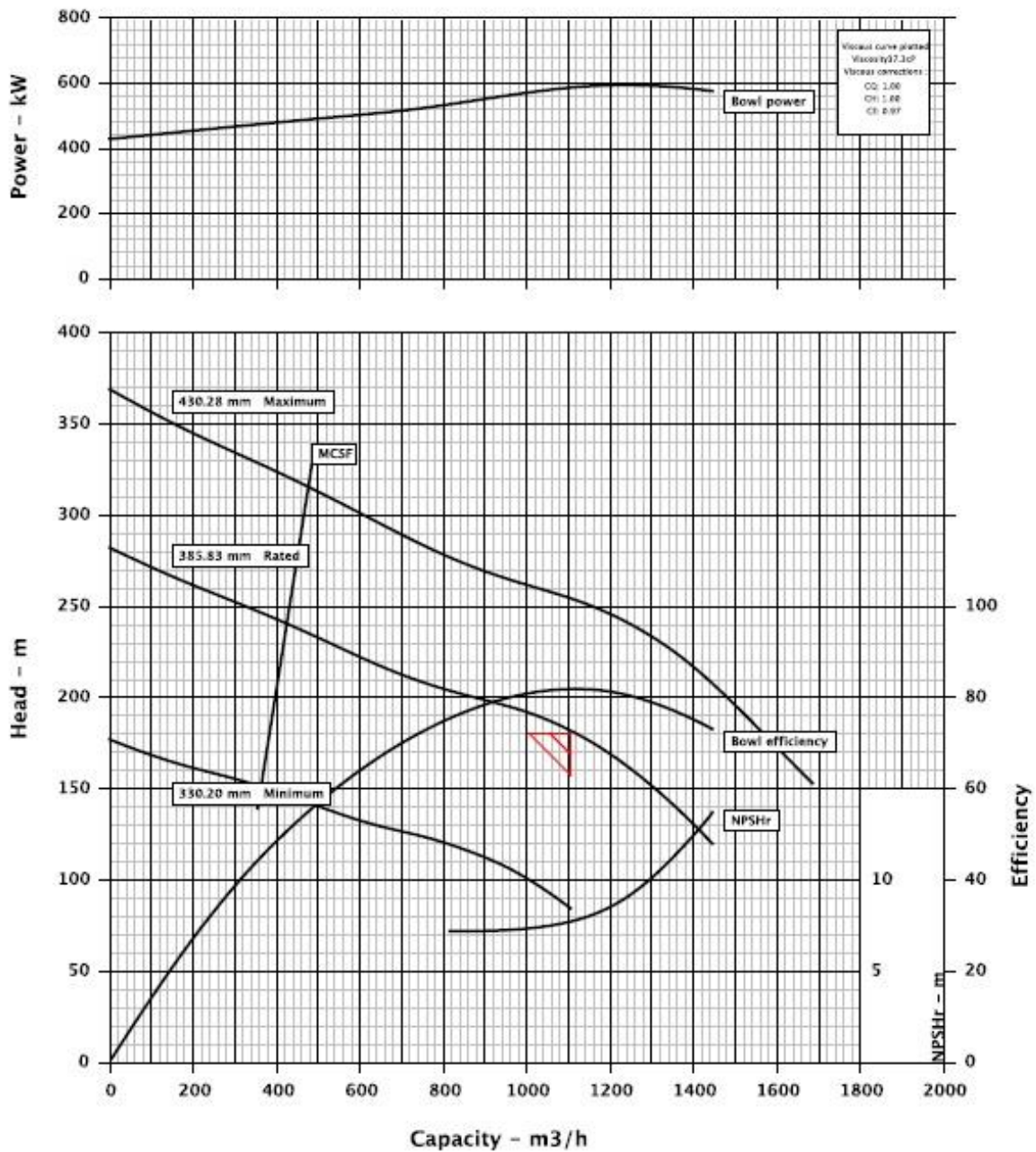
Pump size & type : 20EKH  
 Based on curve no. : EC-1363  
 Number of stages : 4

Customer : UFRJ  
 Item number : -  
 Service : Offloading  
 Flowserve reference : Default 0.1  
 Date : September 21, 2014

Capacity : 1105.0 m<sup>3</sup>/h  
 Head : 180.30 m  
 Specific gravity : 0.890  
 Pump speed : 1780 rpm  
 Test tolerance : Hydraulic Institute Level A

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

Bowl performance shown below is corrected for materials, viscosity and construction.



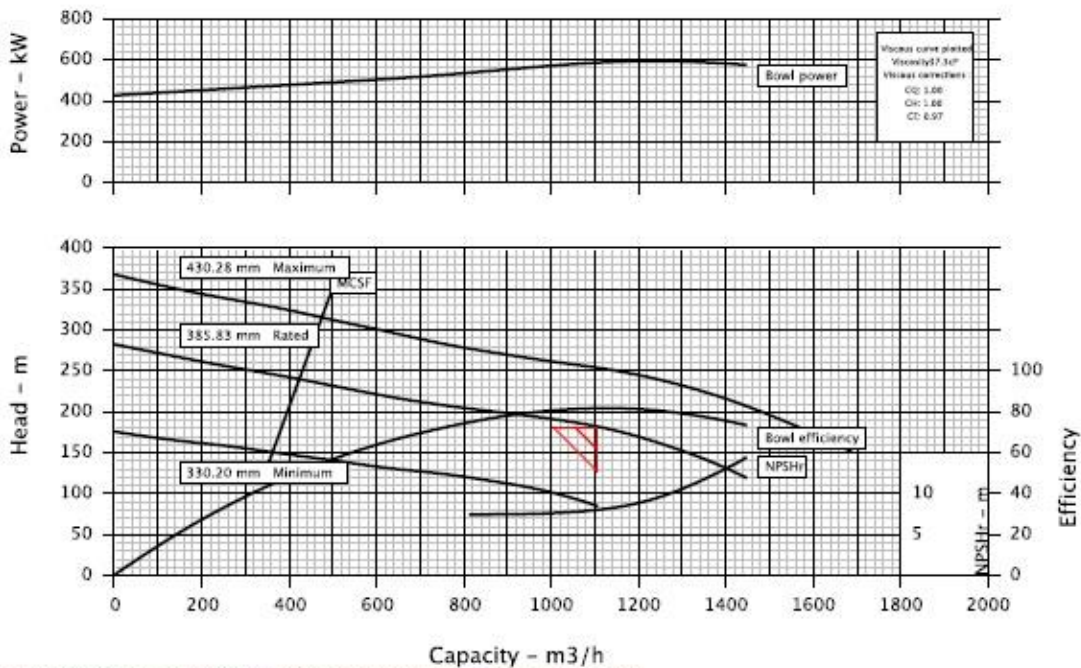
Bowl head of 182.97 m corresponds with 180.3 m head at low liquid level adjusted for elevation and friction losses.

Customer	: UFRJ	Pump / Stages	: 20EKH / 4
Customer reference	: Default	Based on curve no.	: EC-1363
Item number	: -	Flowserve reference	: Default 0.1
Service	: Offloading	Date	: September 21, 2014

Operating Conditions		Materials / Specification	
Capacity	: 1105.0 m3/h	Material column code	: B30
Water capacity (CQ=1.00)	: 1105.6 m3/h	<b>Other Requirements</b>	
Normal capacity	: 1105.0m3/h		
Total Developed Head	: 180.30 m	Hydraulic selection	: API-610 10th Edition
Water head (CH=1.00)	: 180.38 m	Construction	: API-610 10th Edition
NPSH available (NPSHa)	: 9.2 m	Test tolerance	: Hydraulic Institute Level A
NPSHa less NPSH margin	: -	Driver Sizing	: Max Power(MCSF to EOC)with SF
Maximum suction pressure	: Not applicable		
Rated suction pressure	: Not applicable		
Liquid			
Liquid type	: Other		
Liquid description	:		
Temperature / Spec. Gravity	: 60 C / 0.890		
Viscosity / Vapor pressure	: 37.3 cP / 40.80 kPa.a		

Performance			
Pump speed	: 1780 rpm	Impeller diameter	: Rated / Maximum / Minimum
NPSH required (NPSHr)	: 7.4 m		: 385.8 mm / 430.3 mm / 330.2 mm
Minimum submergence	: 1066.8 mm	Impeller dia ratio (rated/max)	: 89.7 %
Hydraulic power	: 482 kW	Maximum head @ rated dia	: 282.62 m
Efficiency (CE=0.97)	: 80.2 %	Head rise to shut off	: 54.4 %
Power: (Rated / Max)	: 601 kW / 614 kW	Total head ratio (rated/max)	: 71.9 %
Driver power	: 650 kW / 872 hp	Flow at BEP	: 1123.4 m3/h
Bowl Pressure	: 2709.5 kPa.g	Flow as % of BEP	: 98.4 %
(based on shut off and Rated specific gravity @ Cut dia)		Minimum continuous flow	: 427.3 m3/h
Maximum allowable	: 4922.9 kPa.g	Suction specific speed	: 9140 US units
Bowl & column hydrotest	: 4064.2 kPa.g	Rated thrust (at Rated flow)	: 54596.3 N
Dischg Head Dischg Region MAWP	: 4922.9 kPa.g	Maximum thrust (at Shut off flow)	: 78779.8 N
		Minimum thrust (at Runout flow)	: 39407.4 N
(A negative thrust value indicates an upthrust condition)			

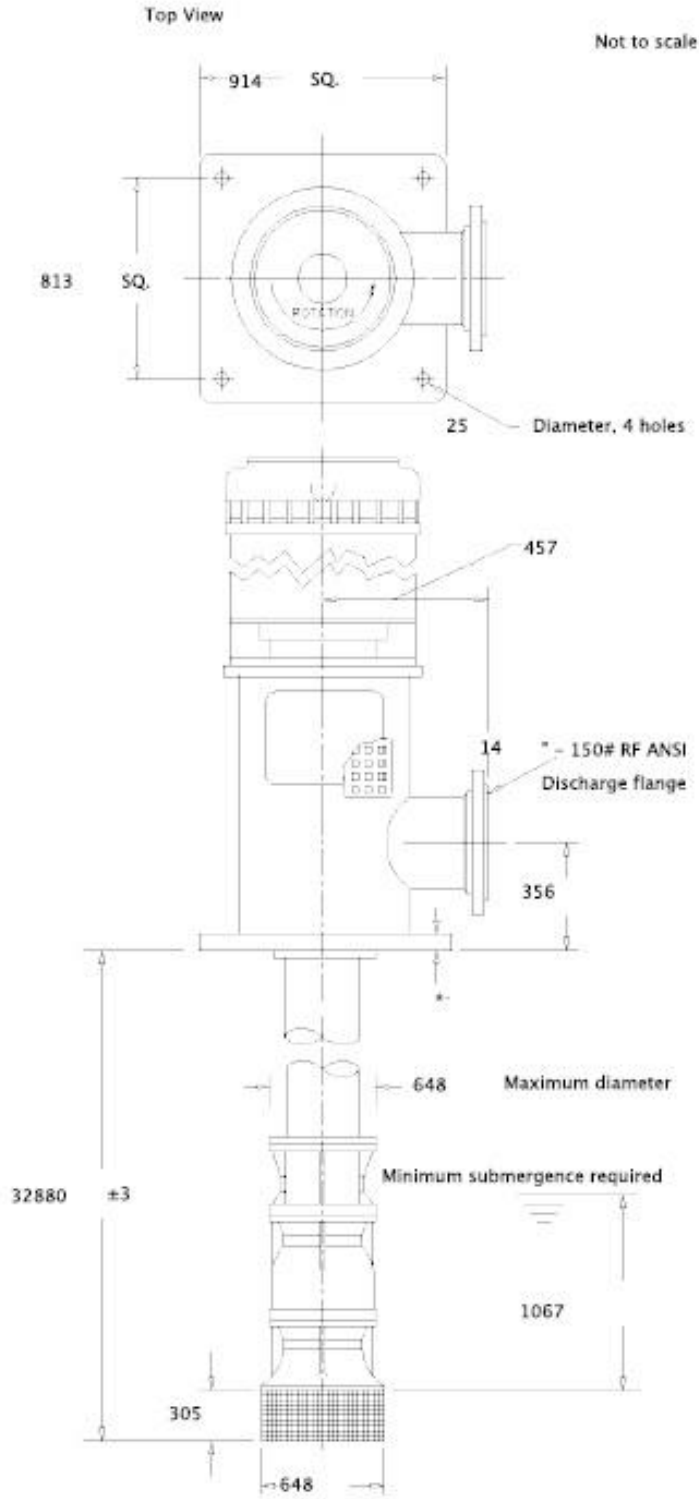
CURVES ARE APPROXIMATE. PUMP IS GUARANTEED FOR ONE SET OF CONDITIONS: CAPACITY, HEAD, AND EFFICIENCY.  
Bowl performance shown below is corrected for materials, viscosity and construction.



Bowl head of 182.97 m corresponds with 180.3 m head at low liquid level adjusted for elevation and friction losses.



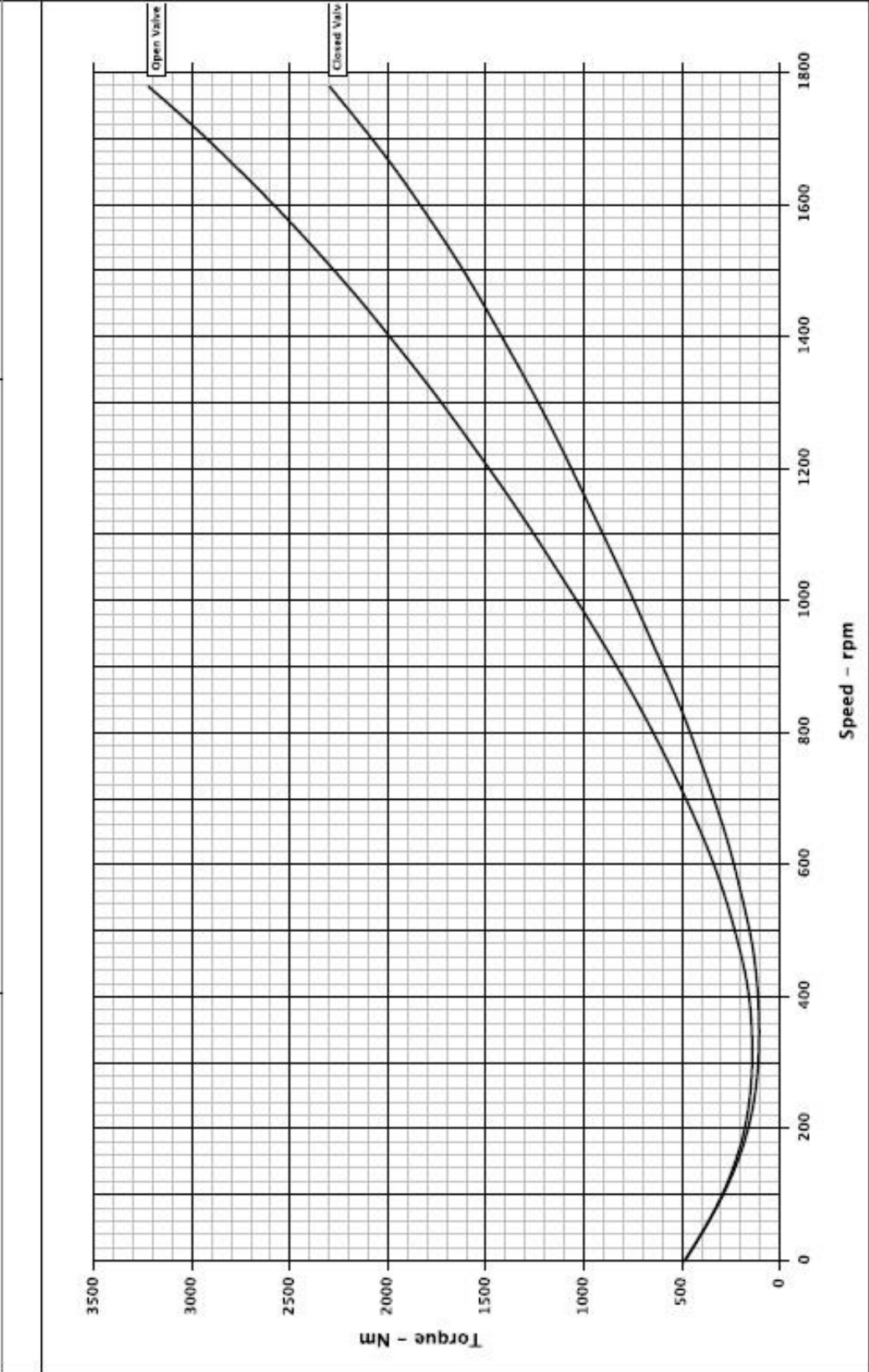
Customer	: UFRJ	Pump / Stages	: 20EKH / 4
Customer reference	: Default	Based on curve no.	: EC-1363
Item number	: -	Flowserve reference	: Default 0.1
Service	: Offloading	Date	: September 21, 2014
<b>Construction</b>		<b>Driver Information</b>	
Bowl construction / lined	: Flanged - Std Wall / Unlined bowls	Manufacturer	: Flowserve Choice
Impeller type	: Enclosed	Power / SF (Req' / Act')	: 650 kW / 872 hp / 1.15
Impeller fastening	: Keyed	Vertical shaft type	: Solid
Suction strainer	: Basket	Hollow shaft coupling	
Column construction	: Flanged	Driver Type	: Electric motor
Column flange spec'n	: Taneytown Specification	Frame size / Base dia	: -
Column dia (nominal)	: 355.6 mm	Enclosure	: -
Column pipe length	: 30.02 m	Duty type	
Column section length	: 1524.0 mm	Efficiency type	
Lineshaft brg spacing	: 1524.0 mm	Hazardous area class	: -
Lineshaft diameter	: 62.0 mm	Explosion 'T' rating	: -
Lineshaft coupling type	: Keyed coupling	Volts / Phase / Hz	: - / 0 / -
Lineshaft bearings, qty	: 20	Amps-full load/locked rotor	: - / -
Lineshaft construction	: Open	Motor starting	: Direct on line (DOL)
Lineshaft lubrication	: Pumpage	Insulation	: -
Enclosing tube diameter	: -	Temperature rise	: -
Disch size/rating/face	: 14 inch / 150# ANSI / RF	Bearings / Lubrication	: - / -
Pump/driver coupling	: Spacer coupling	Motor mounted by	: Customer
'HF' - Fab'd / Above grade Dschg / Square base		Motor Thrust rating down/up	: - / -
<b>Materials</b>		<b>Seal Information</b>	
Bowl	: Cast Iron A48 CL30	Arrangement	: Packed Box
Impeller	: Bronze	Size	: -
Bowl bearing	: Carbon	Manufacturer / Type	: - / Packing
Bowl shaft	: 416SS A582 Gr 416	Material code (Manf/API)	: - / -
Bowl wear ring	: Tin Bronze C90300	Gland material	: -
Impeller wear ring	: None supplied	Auxiliary seal device	: -
Suction strainer		Seal flush plan	: -
Column	: Steel A53 Type E GrB	Seal flush construction	: -
Lineshaft	: 416 stainless steel		
Lineshaft bearing	: Bronze C84400	<b>Paint and Package</b>	
Lineshaft sleeve		Pump paint	: -
Discharge head	: Carbon Steel	Support plate paint	: -
Support plate	: None supplied	Shipment type	: -
<b>Weights (Approx.)</b>		<b>Additional Information</b>	
Complete pump	: -	Pit / sump depth	: 31.60 m
Mounting plate	: -	Pump length	: 32.88 m
Driver(net)	: -	mounting surface to bell/strainer bottom	
		Available well diameter	: 2540.0 mm
		Max dia below mtg surface	: 647.7 mm
<b>Testing</b>			
Hydrostatic test	: None		
Performance test	: None		
NPSH test	: None		
<b>Notes</b>			
-			
-			
-			
-			



All dimensions are in millimeters unless otherwise specified

Customer	: UFRJ	Pump size & type	: 20EKH	Drawing number	: -
Item number	: -	Pump speed / Stages	: 1780 rpm / 4	Date	: September 21, 2014
Service	: Offloading	Flow / Head	: 1105.0 m <sup>3</sup> /h / 180.30 m	Certified by / Date	: -
Customer PO #	: -	Driver power / Frame	: 650 kW / 872 hp /	Seal type	: Packing
Flowserve reference	: Default 0.1	Volts / Phase / Hz	: - / 0 / -	Seal flush plan	: -

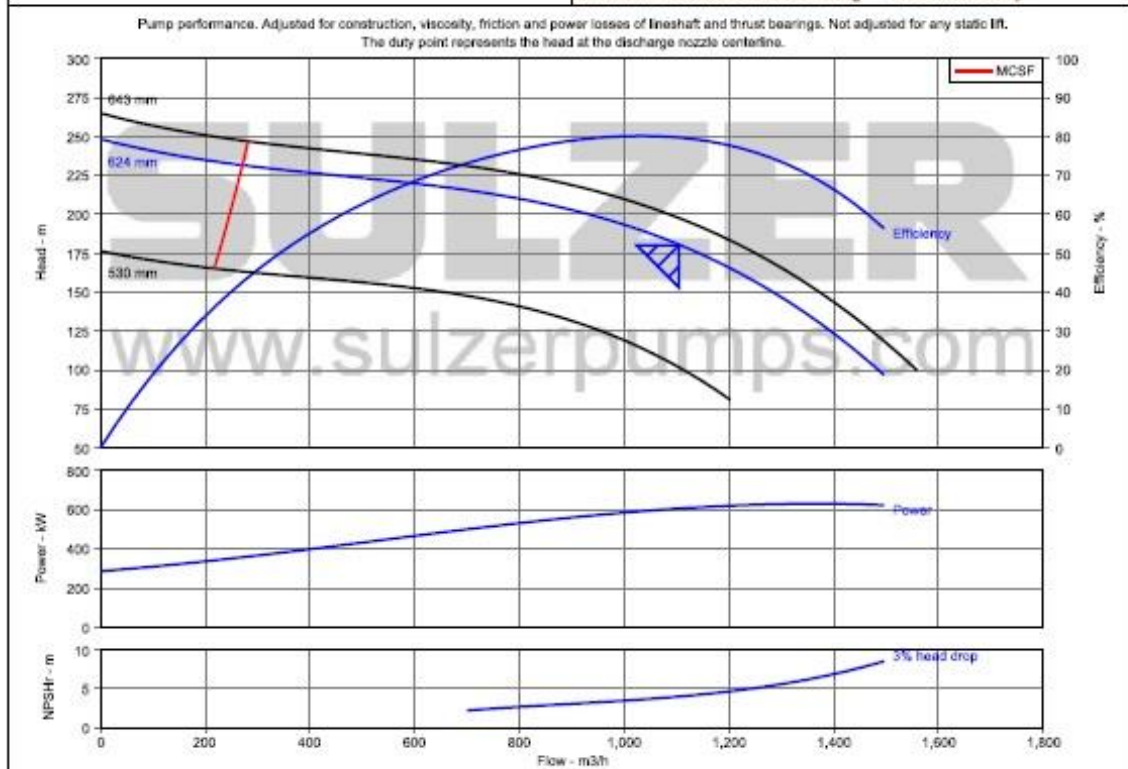
Customer : UFRJ		Pump size & type : 20EKH Based on curve no. : EC-1363 Number of stages : 4
Item Number : .		
Service : Offloading	Capacity : 1105.0 m <sup>3</sup> /h	Specific gravity : 0.890
Flowserve Reference : Default 0.1	Head : 180.30 m	Pump speed : 1780 rpm
Date : September 21, 2014		



## **Anexo II – Dados da bomba Sulzer**



Pump Performance Datasheet			
Customer	:	Sulzer Reference ID	:
Inquiry Number/ID	:	Type / Size	: SJT-30DLC
Item number	: Default	Stages	: 8
Service	:	Based on curve number	: SJT-835.002-63-11-10 Rev
Quantity	: 1	SJT-30DLC	
		Date of Last Update	: 25 Sep 2014 14:45
Operating Conditions		Liquid	
Flow, rated	: 1,105.0 m3/h	Liquid type	: Water
Differential head / pressure, rated (requested)	: 180.3 m	Additional liquid description	: Crude Oil
Suction pressure, rated / max	: 0.20 / 2.80 bar.g	Solids diameter, max	: 0.00 mm
NPSH available, rated	: 9.20 m	Solids concentration, by volume	: 0.00 %
Frequency	: 60 Hz	Temperature, rated / max	: 30.00 / 60.00 deg C
Performance		Material	
Speed, rated	: 710 rpm	Material selected	: Cast Iron Bowl, AL, Bronze Impeller
Impeller diameter, rated	: 624 mm	Pressure Data	
Impeller diameter, maximum	: 643 mm	Maximum casing/bowl working pressure	: See the Additional Data page
Impeller diameter, minimum	: 530 mm	Maximum allowable working pressure	: See the Additional Data page
Efficiency (bowl / pump)	: 80.26 / 79.78 %	Maximum allowable suction pressure	: 10.34 bar.g
NPSH (3% head drop) / margin required	: 3.99 / 0.61 m	Hydrostatic test pressure	: See the Additional Data page
Ns (imp. eye flow) / Nss (imp. eye flow)	: 1,789 / 7,280 US Units	Driver & Power Data	
MCSF	: 271.0 m3/h	Driver sizing specification	: API 610 / ISO 13709
Head, maximum, rated diameter	: 248.5 m	Margin over specification	: 0.00 %
Head rise to shutoff	: 36.76 %	Service factor	: 1.00
Flow, best eff. point (BEP)	: 1,039.9 m3/h	Power, hydraulic	: 487 kW
Flow ratio (rated / BEP)	: 106.26 %	Power (bowl / pump)	: 606 / 606 kW
Diameter ratio (rated / max)	: 97.05 %	Power, maximum, rated diameter	: 631 kW
Head ratio (rated dia / max dia)	: 91.41 %	Minimum recommended motor rating	: 700 kW/ 939 hp
Cq/CN/Ce/Cn [ANSI/HI 9.6.7-2010]	: 1.00 / 1.00 / 0.95 / 1.00		
Selection status	: Acceptable		



Pump Performance - Additional Data						
Customer	:	Sulzer Reference ID	:			
Inquiry Number/ID	:	Type / Size	:	SJT-30DLC		
Item number	: Default	Stages	:	8		
Service	:	Speed, rated	:	710 rpm		
Quantity	: 1	Intellicode	:			
		Date of Last Update	:	25 Sep 2014 14:45		
Performance Data			Stage, Speed and Solids Limits			
Head, maximum diameter, rated flow	:	198.8 m	Stages, maximum	:	8	
Head, minimum diameter, rated flow	:	102.8 m	Stages, minimum	:	1	
Head, maximum, rated diameter	:	248.5 m	Pump speed limit, maximum	:	1,200 rpm	
Efficiency adjustment factor, total	:	1.00	Pump speed limit, minimum	:	200 rpm	
Power adjustment, total	:	1.47 kW	Curve speed limit, maximum	:	1,200 rpm	
Head adjustment factor, total	:	1.00	Curve speed limit, minimum	:	200 rpm	
Flow adjustment factor, total	:	1.00	Variable speed limit, minimum	:	350 rpm	
Flow adjustment factor, efficiency only (shift BEP)	:	1.00	Solids diameter limit	:	45.97 mm	
Flow adjustment factor, end-of-curve only, total	:	1.00	Typical Driver Data			
MCSF adjustment factor, total	:	1.00	Driver speed, full load	:	710 rpm	
NPSH required adjustment factor, total	:	1.00	Driver speed, rated load	:	710 rpm	
User applied performance adjustment comments	:		Driver efficiency, 100% load	:	N/A	
NPSH margin dictated by pump supplier	:	0.61 m	Driver efficiency, 75% load	:	N/A	
NPSH margin dictated by user	:	0.00 m	Driver efficiency, 50% load	:	N/A	
NPSH margin used (added to 'required' values)	:	0.61 m				
Mechanical Limits						
Torque, rated power, rated speed	:	854 kW/1000 rpm				
Torque, maximum power, rated speed	:	889 kW/1000 rpm				
Torque, driver power, full load speed	:	986 kW/1000 rpm				
Torque, driver power, rated speed	:	986 kW/1000 rpm				
Torque, pump shaft limit	:	1,879 kW/1000 rpm				
Radial load, rated	:	-				
Radial load limit	:	-				
Impeller peripheral speed, rated	:	-				
Impeller peripheral speed limit	:	-				
Various Performance Data		Flow (m3/h)	Head (m)	Efficiency (%)	NPSHr (m)	Power (kW)
Shutoff, rated diameter		0.00	248.5	-	-	286
Shutoff, maximum diameter		0.00	265.1	-	-	315
MCSF		271.0	231.8	42.63	-	357
Rated flow, minimum diameter		1,105.0	102.8	66.99	-	411
Rated flow, maximum diameter		1,105.0	198.8	81.27	-	655
BEP flow, rated diameter		1,039.9	189.9	80.61	3.64	594
120% rated flow, rated diameter		1,326.0	142.8	72.80	5.89	631
End of curve, rated diameter		1,496.2	98.83	57.55	8.54	623
End of curve, minimum diameter		1,202.5	82.17	55.91	4.67	428
End of curve, maximum diameter		1,559.6	101.8	58.13	9.88	662
Maximum value, rated diameter		-	248.5	80.61	-	631
Maximum value, maximum diameter		-	-	81.30	-	683
System differential pressure		@ Density, rated		@ Density, max		
Differential pressure, rated flow, rated diameter (bar)		15.86		15.86		
Differential pressure, shutoff, rated diameter (bar)		21.69		21.69		
Differential pressure, shutoff, maximum diameter (bar)		23.14		23.14		
Discharge pressure		@ Suction pressure, rated	@ Suction pressure, max	@ Suction pressure, rated	@ Suction pressure, max	
Discharge pressure, rated flow, rated diameter (bar.g)		16.06	18.66	16.06	18.66	
Discharge pressure, shutoff, rated diameter (bar.g)		21.89	24.49	21.89	24.49	
Discharge pressure, shutoff, maximum diameter (bar.g)		23.34	25.94	23.34	25.94	
Ratios						
Maximum flow / rated flow, rated diameter	:	135.40 %	Head rated diameter / head minimum diameter, rated flow	:	176.76 %	



Pump Performance - Additional Data					
Mixed Stage Performance	Set #1	Set #2	Set #3	Set #4	Alternate First Stage
Type / Size	SJT-30DLC	-	-	-	-
Stages	8	-	-	-	-
Based on curve number	SJT-835.002-63-11-10	-	-	-	-
Impeller diameter, rated	624 mm	-	-	-	-
Head and Power Losses			Dimensions		
Friction loss rate, column	: 12.07 %		Minimum clearance below suction bell lip/case	: 387 mm	
Friction loss, column	: 0.04 m		Minimum well diameter	: 825 mm	
Friction loss, discharge head	: 1.04 m		Suction nozzle centerline height	: -	
Friction loss, can/barrel	: -		Bowl assembly length, first stage	: 1,092 mm	
Friction loss, suction bell and strainer	: 0.00 m		Bowl assembly length, upper stage	: 610 mm	
Friction loss, bowl/column adaptor	: 0.01 m		Bowl assembly length, total	: 5,359 mm	
Friction loss, total	: 1.10 m		Suction bearing hub length	: 140 mm	
Power loss, lineshaft bearings	: 0.00 kW		Strainer length	: 0.00 mm	
Power loss, thrust bearing	: 0.00 kW		Bowl to column adaptor length	: 0.00 mm	
Power loss, total	: 0.00 kW		Discharge head stick-down	: 0.00 mm	
Bowl vs. Pump Performance			Submersible motor adaptor length	: -	
Head (bowl / pump)	: 181.7 m / 180.6 m		Submersible motor length	: -	
Efficiency (bowl / pump)	: 80.26 % / 79.78 %		Column length	: 0.35 m	
Power (bowl / pump)	: 606 kW / 606 kW		Total pump length	: 5.85 m	
NPSH required at first stage impeller eye	: 3.99 m		Can / barrel length	: -	
Weights and Down Thrust			Stuffing box sleeve diameter	: 95.25 mm	
Weight, lineshaft	: 72.05 kg		Suction bell diameter	: 775 mm	
Weight, bowl assembly rotating element	: 1,306.3 kg		Minimum submergence to prevent vortexing	: 1,346 mm	
Thrust factor	: 81.85 kg/m		Discharge head height	: 1,168 mm	
Thrust, hydraulic (rated / max)	: 13,235.7 / 18,100.8 kgf		Discharge nozzle centerline height	: 305 mm	
Thrust, bowl shaft end (rated / max)	: -16.53 / -231.48 kgf		Min distance discharge nozzle centerline to suction bell	: 0.00	
Thrust, shaft step (rated / max)	: 482.3 / 560.5 kgf		Lineshaft length	: 1.52 m	
Thrust, stuffing box sleeve (rated / max)	: -320.00 / -372.21 kgf		Bowl shaft diameter	: 102 mm	
Thrust, total (rated / max)	: 14,759.9 / 19,436.1 kgf		Bowl diameter, outside	: 787 mm	
Thrust bearing capacity	: -		Bowl diameter, exit	: 308 mm	
Pressure Data	Maximum casing/bowl working pressure	Maximum allowable working pressure	Hydrostatic test pressure	Column diameter, inside	: 305 mm
Bowl	24.49 bar.g	62.05 bar.g	36.75 bar.g	Column internal obstruction diameter	: 81.03 mm
Column	24.49 bar.g	34.47 bar.g	36.75 bar.g	Can/barrel diameter, inside	: -
Discharge head	24.49 bar.g	44.82 bar.g	36.75 bar.g	Can/barrel obstruction diameter	: -
Can/Barrel	-	-	-	NPSH	
Torque Limits				NPSH at bowl (available / required)	: 9.20 m / 3.99 m
Torque, lineshaft limit	: 1,141 kW/1000 rpm			NPSH at low liquid level (available / required)	: 3.97 m / -
				NPSH at suction flange (available / required)	: - / -
				Liquid Velocities	
				Column liquid velocity	: 4.53 m/s
				Can liquid velocity	: -
				Suction nozzle liquid velocity	: -

Pump Performance - Additional Data			
Conditions			
Pump type	: Wet Pit	Column liquid velocity limit	: 4.57 m/s
Head measured at	: Discharge Nozzle Centerline	Well diameter	: 0.00 mm
Pressure strategy	: Maximum Pressure, Rated Diameter (shut off)	Suction elevation	: Auto mm
NPSHA measured at	: 1st Stage Impeller Eye	Discharge location	: Above Ground
Length strategy	: Sump depth	Hydrotest pressure strategy	: 1.5 x Bowl Working Pressure
Length	: 6.10 m	Show Hydro Test Pressures	: Yes
Low liquid level	: 0.00 m		
Construction			
Pump Construction Standards	: US Standards	Lineshaft Material	: LSM-174
Pump Design Spec	: Sulzer Standard	Lineshaft Lubrication	: Open Lineshaft
Discharge Head Design	: JTAF 300#	Pumpshaft Diameter	: 4.00 inch
Discharge Nozzle Size	: 12 inch	Pumpshaft Material	: PSM-416A
Suction Strainer	: None	Bell Design	: Standard Bell
Column Diameter	: 12 inch		
Column Construction	: Threaded		
Lineshaft Diameter	: 3.19 inch		
Advanced Construction Options			
Wear Ring Clearance	: Standard Clearances	Thrust Bearing Size	: TB-7N
Shaft Seal Type	: Packing	Thrust Bearing Cooling	: Air Cooled
Thrust balanced impellers	: Standard Impellers	L10 Bearing Life (Hours)	: 5,000 Hours
Thrust Bearing	: Add Thrust Bearing		

**Anexo III – *Sketch do sistema de offloading***

