



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

DIMENSIONAMENTO DE MÓDULO DE BOMBEIO PARA APLICAÇÃO EM TESTES HIDROSTÁTICOS DE LINHAS FLEXÍVEIS DE FLUIDOS ÓLEO E GÁS

Matheus Vital Brasil Ramos

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, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2015

DIMENSIONAMENTO DE MÓDULO DE BOMBEIO PARA APLICAÇÃO EM
TESTES HIDROSTÁTICOS DE LINHAS FLEXÍVEIS DE FLUIDOS ÓLEO E GÁS

Matheus Vital Brasil Ramos

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. Fabio Luiz Zamberlan, M.Sc.

Prof. Gustavo César Rachid Bodstein, PhD.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
AGOSTO DE 2015

Ramos, Matheus Vital Brasil

Dimensionamento de Módulo de Bombeio para Aplicação em Testes Hidrostáticos de Linhas Flexíveis de Fluidos Óleo e Gás / Matheus Vital Brasil Ramos. – Rio de Janeiro: UFRJ / Escola Politécnica, 2015.

IX, 44 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Reinaldo de Falco.

Projeto de Graduação – UFRJ / POLI / Curso de Engenharia Mecânica, 2015.

Referências Bibliográficas: p. 37.

1. Teste Hidrostático. 2. Dutos Flexíveis. 3. Bombas de Pistão.

I. De Falco, Reinaldo. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia de Mecânica. III. Dimensionamento de Módulo de Bombeio para Aplicação em Testes Hidrostáticos de Dutos Flexíveis.

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

DIMENSIONAMENTO DE MÓDULO DE BOMBEIO PARA APLICAÇÃO EM
TESTES HIDROSTÁTICOS DE LINHAS FLEXÍVEIS DE FLUIDOS ÓLEO E GÁS

Matheus Vital Brasil Ramos

Agosto/2015

Orientador: Reinaldo de Falco

Curso: Engenharia Mecânica

Objetiva-se dimensionar uma unidade de bombeio para teste hidrostático em dutos flexíveis, respeitando as prerrogativas da norma para tal teste, API17-J. Considera-se, portanto, pressões de teste da ordem de 1,5 vezes a pressão de projeto para cada um dos dutos. A fim de permitir uma maior aplicabilidade da unidade dimensionada, adotou-se como pressão limite o valor de 1.000bar, por este ser compatível com os valores de pressão necessários para o teste dos dutos comumente produzidos atualmente. O estudo faz uma análise comparativa dos tipos construtivos de bomba e suas respectivas aplicabilidades com objetivo de escolher o(s) tipo(s) que serão utilizados. Além disso, uma vez escolhido o modelo alternativo de êmbolo, uma análise energética é conduzida, com objetivo de escolher a configuração final mais eficiente.

Palavras-chave: Dutos Flexíveis, Teste Hidrostático, Bombas Alternativas de Êmbolo.

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

SELECTION OF PUMPING SYSTEM FOR APPLICATION IN HYDROSTATIC
TEST OF OIL AND GAS FLEXIBLE PIPES

Matheus Vital Brasil Ramos

August/2015

Advisor: Reinaldo de Falco

Course: Mechanical Engineering

The aim of this project is to select suitable pumps for hydrostatic testing of flexible pipes, according to API specifications. The maximum pressure considered for this test is 1.000bar, matching necessary values for testing pipes produced nowadays. The study compares different types of pumps to justify the application of a plunger pump. After that, an energetic analysis is performed in order to choose the most efficient configuration of the pump system.

Keywords: Flexible Pipe, Hydrostatic Test, Plunger Pump.

Sumário

1	Objetivo	1
2	Introdução.....	2
2.1	Introdução à tecnologia dos dutos flexíveis.....	2
2.1.1	Aplicações básicas.....	2
2.1.2	Estrutura convencional de um duto flexível.....	3
2.2	Testes hidrostáticos.....	6
2.2.1	Testes hidrostáticos em dutos flexíveis.....	6
2.2.2	Unidades de bombeio em barcos de instalação.....	7
3	Tipos de bomba	10
3.1	Classificação	10
3.2	Características das bombas	10
3.2.1	Turbobombas.....	11
3.2.2	Bombas de deslocamento positivo ou volumétricas.....	12
3.2.3	Seleção do tipo de bomba.....	13
4	Bombas alternativas de êmbolo.....	17
4.1	Amortecedores de pulsação	20
4.2	Válvula de alívio.....	20
5	Escolha da(s) bomba(s) alternativas de êmbolo	22
5.1	Características do sistema.....	22
5.2	Características das bombas estudadas.....	23
5.3	Vazão máxima permitida	24
5.3.1	Perda de carga.....	24
5.3.2	Carga de aceleração.....	25
5.3.3	Cavitação	26
5.3.4	Resultados.....	27
5.4	Tempo de operação.....	28
5.4.1	Tempo médio.....	30
5.4.2	Variação da massa específica	31
5.4.3	Variação do volume interno	31
5.4.4	Resultados.....	32
5.5	Potência absorvida	33
5.6	Energia dissipada	34
6	Conclusões e considerações finais.....	36
7	Bibliografia.....	37
	Apêndice A – Cálculos de vazão.....	38

Lista de Figuras

Figura 1: Aplicações de um flexível (Fonte: Arquivo Technip)	3
Figura 2: Componentes básicos de estrutura flexível (Fonte: Arquivo Technip).....	4
Figura 3: Carregamento radial no tensionador	5
Figura 4: Exemplo de estrutura com isolamento	5
Figura 5: Diferentes fases da pressurização de um duto flexível	6
Figura 6: <i>Flexible Unit Test</i> - Barco Subsea	8
Figura 7: <i>Flexible Unit Test</i> - Barco Technip.....	8
Figura 8: Classificação das bombas(Fonte: DE MATTOS, DE FALCO,1998).	10
Figura 9: Esquema dos tipos de bomba (Fonte: BRASIL).....	11
Figura 10: Curva característica bomba centrífuga (Fonte : Catálogo KBS bombas)	12
Figura 11: Bomba centrífuga (Fonte: BRASIL).....	12
Figura 12: Esquema básico de bomba de pistão.....	13
Figura 13: Esquema para cálculo de altura manométrica (Fonte:DE MATTOS, DE FALCO,1998 - Modificada).....	14
Figura 14: Esquema do sistema estudado.....	15
Figura 15: Gráfico para seleção de bombas.....	16
Figura 16: Bomba de êmbolo (Fonte: BRASIL)	17
Figura 17: Movimento do pistão (Fonte: DE MATTOS, DE FALCO,1998)	17
Figura 18: Fluxo na descarga - Êmbolo Único.....	18
Figura 19: Fluxo na descarga –Duplex.....	19
Figura 20: Fluxo na descarga: Triplex.....	19
Figura 21: Fluxo na descarga - Multiplex	19
Figura 22: Amortecedor de pulsação.....	20
Figura 23: Válvula de alívio (Fonte : Acervo Technip)	21
Figura 24: Sistema para teste hidrostático	23
Figura 25: Bombas consideradas	23
Figura 26: NPSHd informadas pelo fabricante	24
Figura 27: Configuração básica da unidade de bombeio.....	29
Figura 28: Gráfico de tempo para cada configuração.....	33
Figura 29: Comportamento da potência absorvida pelas bombas de êmbolo (Fonte: HENSAL, et al, 2007).	33
Figura 30: Evolução da energia dissipada para diferentes configurações	35

Figura 31: Energia dissipada total	35
--	----

Lista de Tabelas

Tabela 1: Resultados de vazão máxima.....	28
Tabela 2: Tabela de massas específicas.....	31
Tabela 3: Tabela de massas específicas nas pressões nominais das bombas.	31
Tabela 4: Variações no volume interno nas pressões nominais das bombas.....	32
Tabela 5: Tempo para as diferentes configurações	32
Tabela 6: Valores de potências máximas absorvidas pelas bombas.....	34
Tabela 7: Energia dissipada pelas bombas	34

1 Objetivo

O objetivo deste projeto final de graduação é dimensionar uma unidade de bombeio capaz de conduzir testes hidrostáticos em linhas flexíveis de fluidos óleo e gás produzidos pela empresa Technip na fábrica de Vitória. Esses testes, especificados pela norma API 17J, tem como objetivo verificar a estanqueidade e resistência mecânica do produto, sendo exigidos pelos diversos clientes.

A unidade de bombeio deve ser adequada às instalações pré-existentes na fábrica, não fazendo parte do escopo do trabalho redimensioná-las. Assim sendo, busca-se escolher a configuração adequada para o bombeio, definindo a quantidade, tipo de bomba e vazões máximas de operação das mesmas.

A escolha final dar-se-á pela configuração mais eficiente do ponto de vista energético, não considerando variações nos custos iniciais dos equipamentos.

2 Introdução

2.1 Introdução à tecnologia dos dutos flexíveis

A tecnologia de dutos flexíveis para aplicações em exploração de poços de petróleo off-shore é uma solução encontrada para o aproveitamento de reservas de difícil acesso ou sujeitas a condições de operação muito severas. No Brasil, destacam-se as aplicações relacionadas à exploração da reserva do pré-sal, com lâminas d'água da ordem de 2.000 à 3.000 metros.

Mais precisamente, os dutos flexíveis são tubos multicamadas, utilizados na exploração de poços offshore onde a tecnologia tradicional não é aplicável. Eles são utilizados para o transporte de petróleo ou gás, em linhas de serviço ou injeção de água que auxiliam a produção do poço. Sua composição será elucidada adiante.

2.1.1 Aplicações básicas

Esse tipo de tecnologia pode ser utilizado em três tipos de aplicação, sendo elas: *Risers, Flowlines e Jumpers*.

2.1.1.1 Flowlines

As linhas classificadas como flowlines são aquelas que, durante a operação, permanecem apoiadas no fundo do mar. Dessa forma, estas linhas não sofrem com variações cíclicas importantes, sendo consideradas praticamente estáticas e isentas do fenômeno de fadiga.

2.1.1.2 Jumpers

Os jumpers são linhas de pequeno tamanho que auxiliam a conexão entre linhas e outras estruturas subsea (árvores de natal, por exemplo) ou ainda na conexão de duas estruturas subsea próximas uma da outra.

2.1.1.3 Risers

Os risers são dutos utilizados para transferir fluidos produzidos do nível do leito marinho até a superfície ou ainda para transferir fluidos de injeção e controle da superfície para o nível dos poços. Nessa aplicação o flexível está exposto a condições severas, tais quais as incidências de ondas ou de corrente marinha.

A figura 1 traz um exemplo dos diferentes tipos de aplicação, para facilitar o entendimento.

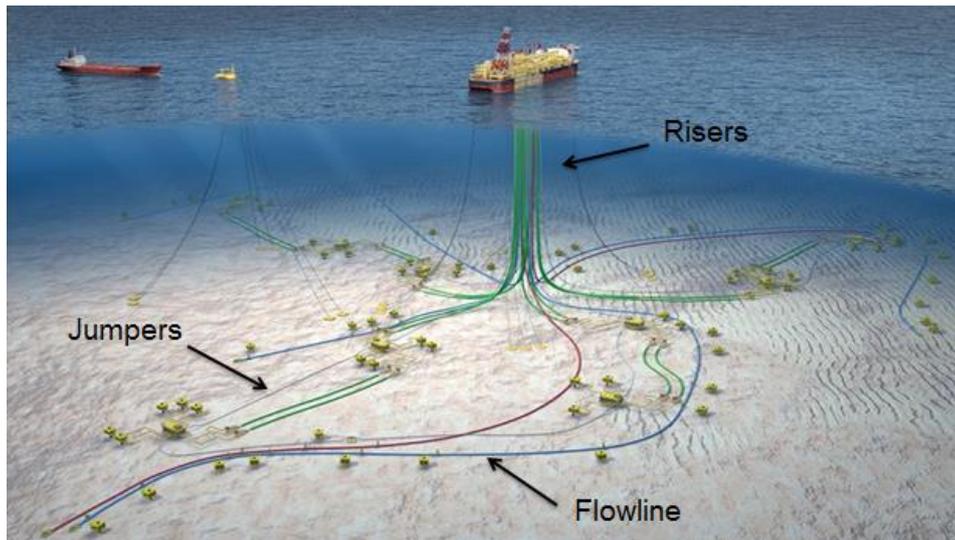


Figura 1: Aplicações de um flexível (Fonte: Arquivo Technip)

Dentre as vantagens da utilização desse tipo de tecnologia destacam-se:

- Facilidade de instalação.
- Possibilidade de reutilização dos dutos em diferentes sistemas (produção, injeção ou serviço).
- Facilidade de armazenamento permitindo, dentre outras coisas, uma maior capacidade de instalação de longos trechos por campanha do navio de instalação.
- Adaptado à aplicações dinâmicas (sobretudo risers), tendo boa resistência mecânica e resistência à fadiga mesmo em condições severas (ondas, correntes, temperatura).
- Possibilidade de operar com raios mínimos de curvatura menores.

2.1.2 Estrutura convencional de um duto flexível

Os dutos flexíveis podem ser divididos em dois grandes grupos no que se refere à sua estrutura:

- A. Estruturas *Smooth-Bore*: As estruturas desse tipo não possuem em sua composição a camada de carcaça, responsável por garantir a resistência ao colapso devido a altas pressões externas. Assim sendo, é uma estrutura aplicável a baixas laminais d'água;
- B. Estruturas *Rough-Bore*: Tratam-se de estruturas mais resistentes que possuem carcaça em sua fabricação, estando aptas a operarem a grandes profundidades.

Esse último tipo é atualmente mais utilizado e, por isso, será alvo de uma explicação mais detalhada.

A estrutura básica de um duto flexível com carcaça pode ser vista na figura abaixo:

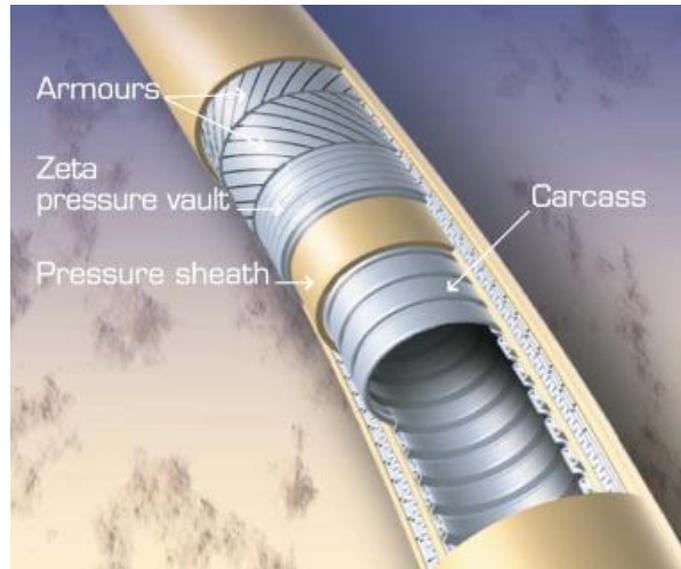


Figura 2: Componentes básicos de estrutura flexível (Fonte: Arquivo Technip)

A primeira camada, de dentro para fora, é a carcaça interna. Ela tem como principal finalidade resistir à diferença de pressões externa e interna, impedindo uma ovalização indevida de toda a estrutura, além de resistir à esforços axiais.

A camada nomeada como *Pressure sheath* no desenho, ou camada de pressão, é uma camada de material polimérico extrudado e sua função básica é garantir a estanqueidade da estrutura, ou seja, garantir que o fluido não atinja as camadas seguintes à ela.

Em seguida, observa-se a amadura de pressão, cuja função é suportar a pressão interna, oriunda da camada de pressão (já que a carcaça não é estanque) e ainda resistir à carregamentos na direção radial, como a pressão exercida pelos tensionadores dos barcos na fase de instalação.

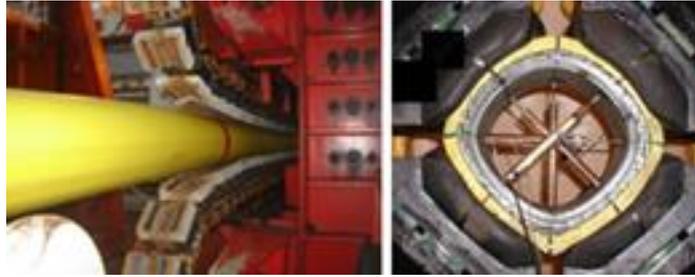


Figura 3: Carregamento radial no tensionador

Finalmente, depois da armadura de pressão, há um par de armaduras de tração. Essas armaduras são fabricadas com fios de aço, trançados com angulação de 45°. Geralmente utilizam-se pares de armadura com fios em sentidos opostos, a fim de impedir que a estrutura torça ao sofrer algum carregamento. A função básica das armaduras de tração é conferir ao duto resistência a carregamentos axiais.

Além dessas camadas, o duto flexível é ainda revestido de material polimérico para sua proteção. Essa capa externa serve de envoltório, auxiliando a armadura de tração a manter-se montada e ainda protegendo o produto da ação de agentes externos, como a água do mar.

Aplicações mais modernas contam ainda com diversos outros tipos de camada, como: isolamento térmico, camada anti-dano, fibras de alta tensão, etc.



Figura 4: Exemplo de estrutura com isolamento

2.2 Testes hidrostáticos

Testes hidrostáticos são testes de pressão aplicados em equipamentos industriais sujeitos a condições severas de pressão, tais quais vasos de pressão, tanques e dutos, a fim de verificar a existência de vazamentos e falhas na concepção dos mesmos.

2.2.1 Testes hidrostáticos em dutos flexíveis

Testes hidrostáticos são realizados em dutos flexíveis tanto após sua fabricação, ainda na fábrica, quanto após procedimentos de manutenção e reutilização de linhas, dessa vez sendo realizados no barco de instalação. Evidentemente, os critérios de aceitação do teste são diferentes de acordo com o caso.

Para testes na pós-fabricação e de acordo com a norma da API para dutos flexíveis e com normas internas da Technip, utilizam-se pressões de teste de no mínimo:

- 1,3 vezes a pressão máxima de projeto para aplicações estáticas (flowlines e jumpers).
- 1,5 vezes a máxima pressão de projeto para aplicações dinâmicas (risers).

A norma é ainda bem específica quanto às diferentes fases de teste que devem necessariamente ser respeitadas.

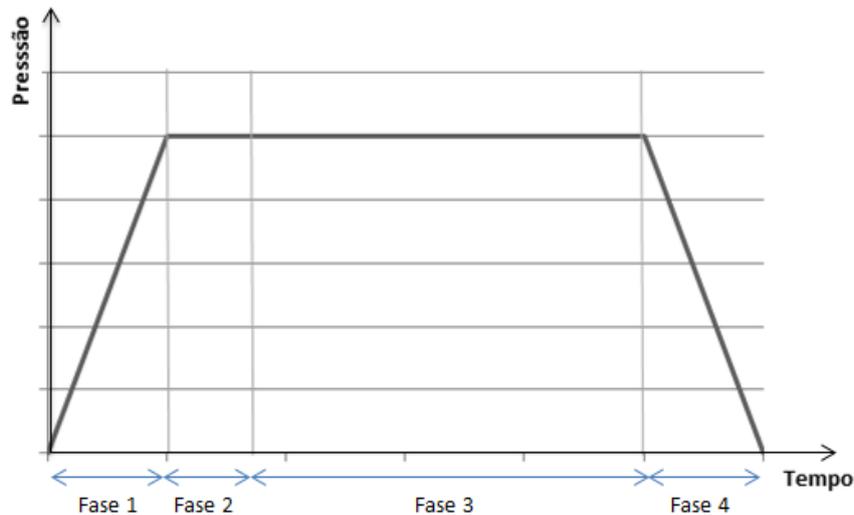


Figura 5: Diferentes fases da pressurização de um duto flexível

Essas diferentes fases são melhor descritas abaixo:

I. Fase de pressurização

O teste tem início com o duto vazio e despressurizado. Ele deve ser cheio de água e pressurizado com taxa máxima especificada pelo fabricante. O valor final de pressão não deve exceder 1,1 vezes o valor da pressão de teste.

II. Fase de estabilização

Deve durar no mínimo 2 horas e a pressão, no intervalo de uma hora, não deve variar mais de 1% do valor da pressão de teste.

III. Fase de manutenção

Nessa fase, a unidade de bombeio é desconectada e a pressão é mantida por 24 horas. Ao longo dessas 24 horas, o valor de pressão não pode cair abaixo da pressão de teste. Caso isso aconteça, o teste deve ser recommçado.

IV. Fase de despressurização

O duto deve ser despressurizado com taxa máxima especificada pelo fabricante.

No caso específico de um teste pós-fabricação, o critério de aceitação do produto permite variações de no máximo 3% do valor de pressão de teste ao longo da fase de manutenção.

2.2.2 Unidades de bombeio em barcos de instalação

Os barcos de instalação das diferentes empresas do ramo possuem módulos de bombeio semelhantes àquele que esse projeto pretende dimensionar, sendo necessários para a realização de testes hidrostáticos em momentos específicos da instalação dos dutos.

Uma análise criteriosa desses módulos é, portanto, um bom começo para que o projeto atinja seu objetivo final. Evidentemente, adaptações serão necessárias, visto estarmos tratando de sistemas substancialmente diferentes.

Serão aqui mostrados dois diferentes sistemas instalados atualmente em barcos que trabalham na instalação de tubos flexíveis. O primeiro deles está presente em um barco de instalação da empresa Subsea 7, sendo capaz de alcançar pressões da ordem de 10.000 psi.

O segundo deles está presente em outro barco de instalação, este da empresa Technip, sendo capaz de alcançar pressões da ordem de 8.000 psi.

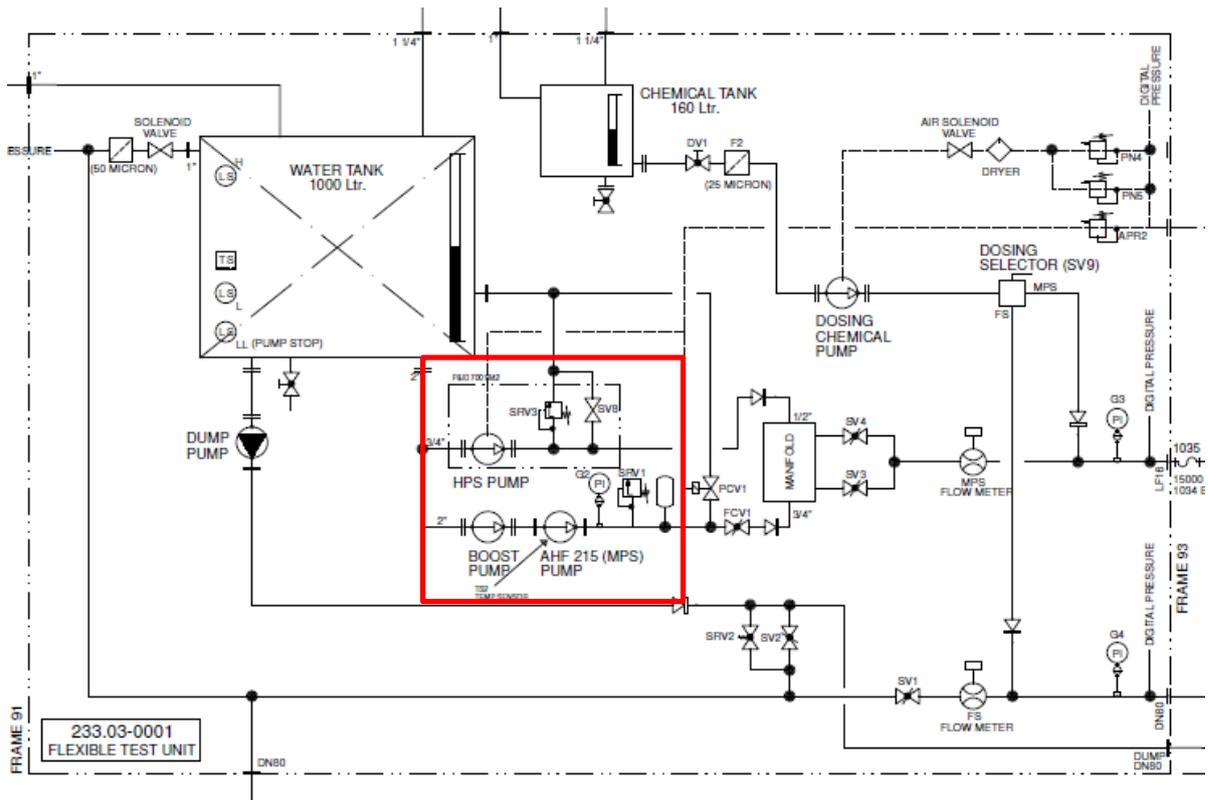


Figura 6: Flexible Unit Test - Barco Subsea

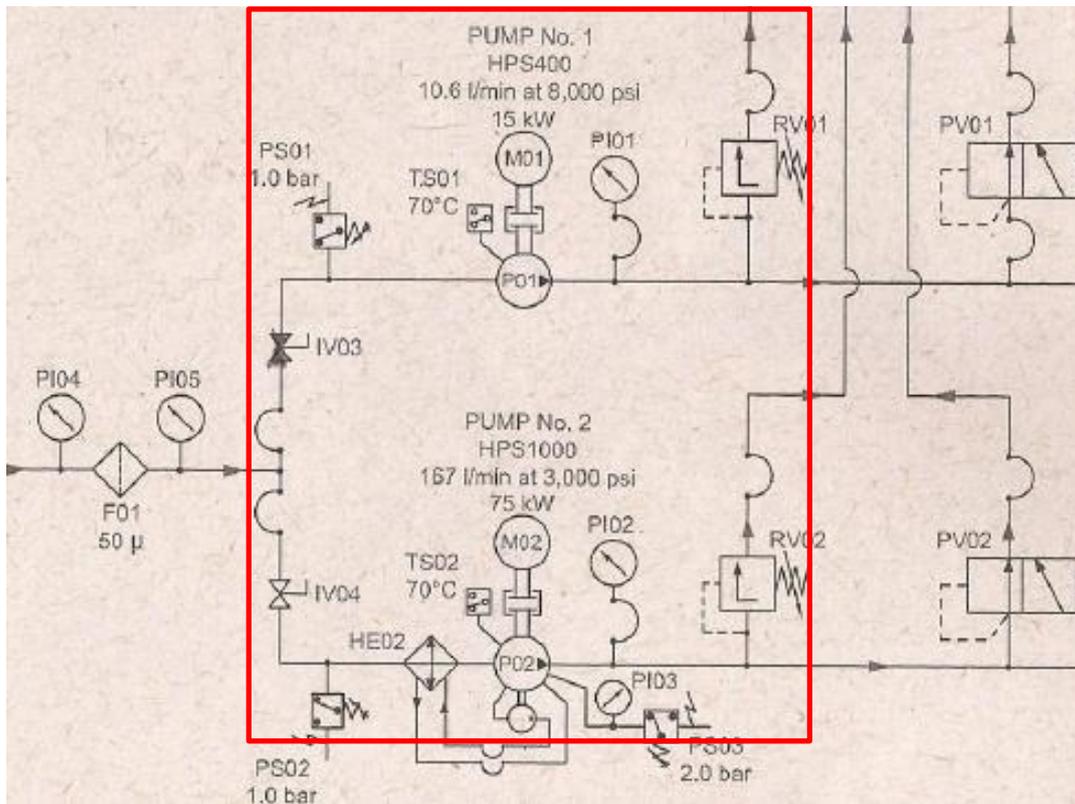


Figura 7: Flexible Unit Test - Barco Technip

Uma análise das concepções das unidades de teste desses barcos permite algumas conclusões: São utilizadas configurações com duas bombas diferentes, uma de alta pressão e outra de pressão intermediária. Além disso, utilizam-se bombas de êmbolo, caracterizadas por resistirem a altas pressões e possuírem baixas vazões, quando comparadas com bombas centrífugas.

Os capítulos a seguir terão como finalidade justificar a escolha desse tipo de bomba para aplicação em questão, além de procurar adequar o que é usado nos navios à realidade de um teste pós-fabricação. Uma análise energética será conduzida com objetivo de escolher a bomba de pressão intermediária ideal para o sistema da fábrica.

Finalmente, os resultados finais serão confrontados com estes mostrados nesse sub-capítulo.

3 Tipos de bomba

Bombas são máquinas geratrizes cujo objetivo é realizar o deslocamento de um líquido por escoamento, transformando a energia mecânica transferida pelo motor em energia cinética ou de pressão no fluido de trabalho. Existem bombas de diversos tipos, sendo a escolha de uma delas função das características de pressão e vazão desejadas, assim como do fluido de trabalho.

Este capítulo tem como finalidade realizar um estudo sobre os diferentes tipos de bomba e suas aplicações, com objetivo de escolher de forma adequada o tipo mais indicado à aplicação em questão.

É importante lembrar que se trata de uma aplicação de pressurização, que deve resistir a pressões da ordem de 10.000 psi. A vazão, por sua vez, não é pré-estabelecida, devendo ser alta o suficiente para pressurizar o flexível em um tempo razoável, mas não alta demais a ponto de ocasionar o fenômeno de cavitação da bomba em operação.

3.1 Classificação

O modo pelo qual as bombas transferem a energia mecânica em hidráulica permite sua classificação em dois grandes grupos distintos, sendo eles:

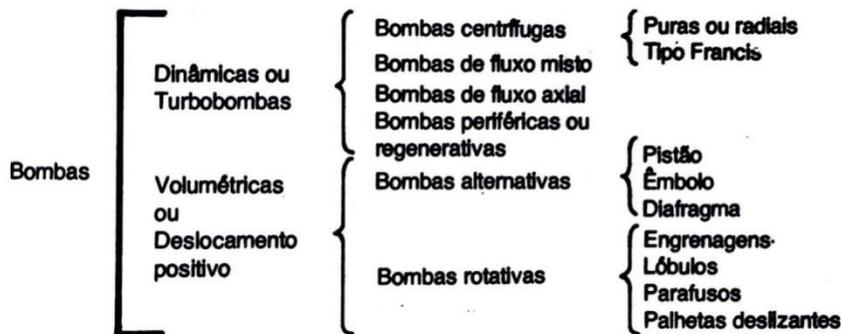


Figura 8: Classificação das bombas(Fonte: DE MATTOS, DE FALCO,1998).

3.2 Características das bombas

As bombas podem ser classificadas, de acordo com suas características, da seguinte forma (DE MATTOS, DE FALCO,1998):

“Dinâmicas ou turbobombas: São máquinas nas quais a movimentação do líquido é produzida por forças que se desenvolvem na massa líquida, em consequência da rotação de uma roda (impelidor) com um certo número de pás especiais.[...]”

[...] Volumétricas ou deslocamento positivo: São aquelas em que a energia é fornecida ao líquido já sob a forma de pressão, não havendo, portanto a necessidade de transformação como no caso das bombas centrífugas. Assim sendo, a movimentação do líquido é diretamente causada pela movimentação de um órgão mecânico [...]"

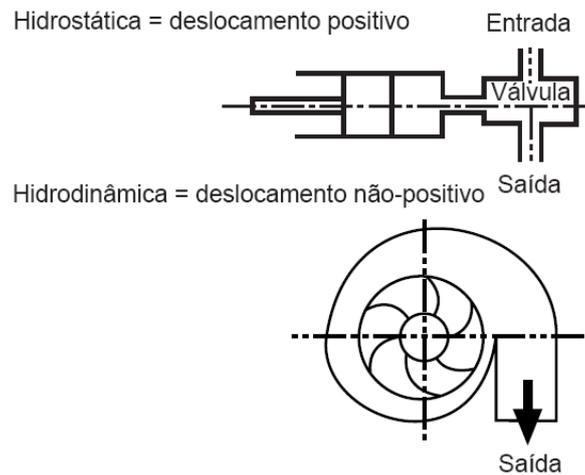


Figura 9: Esquema dos tipos de bomba (Fonte: BRASIL)

3.2.1 Turbobombas

As turbobombas são caracterizadas por possuírem um órgão rotatório, conforme definido anteriormente, denominado rotor ou impelidor. As pás do impelidor exercem, sobre o líquido, forças de inércia, conferindo aceleração à massa do fluido. A aceleração não possui mesma direção e sentido do movimento do líquido em contato com as partes mecânicas, ao contrário do que ocorre para bombas volumétricas.

As características do líquido na descarga dependem da bomba e seu número de rotações, mas também do sistema ao qual a bomba estiver ligada. O gráfico típico do comportamento vazão x head (função da pressão, como será explicado adiante) é mostrado abaixo:

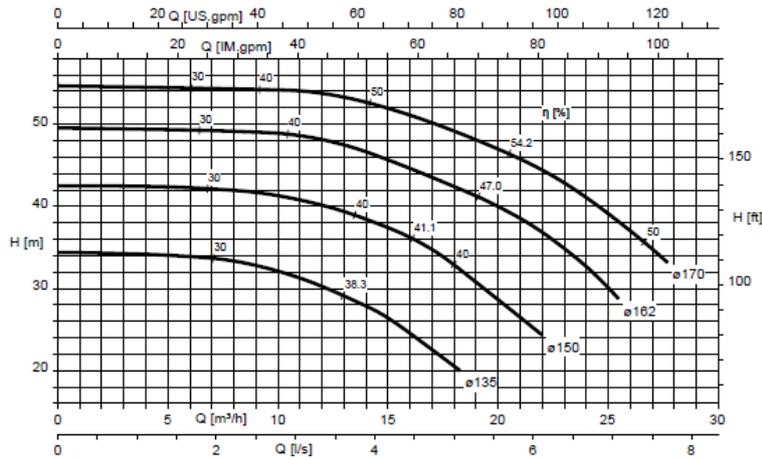


Figura 10: Curva característica bomba centrífuga (Fonte : Catálogo KBS bombas)

Além do impelidor, as bombas hidrodinâmicas contam ainda com um difusor, responsável por transformar a energia cinética do líquido (concedida pelas pás do impelidor) em energia de pressão.

Trata-se de uma secção com área crescente, por onde o líquido perde velocidade de acordo com o princípio da conservação de massa. Consequentemente e, de acordo com o teorema de Bernoulli, a perda de velocidade é compensada por um proporcional ganho em energia de pressão.

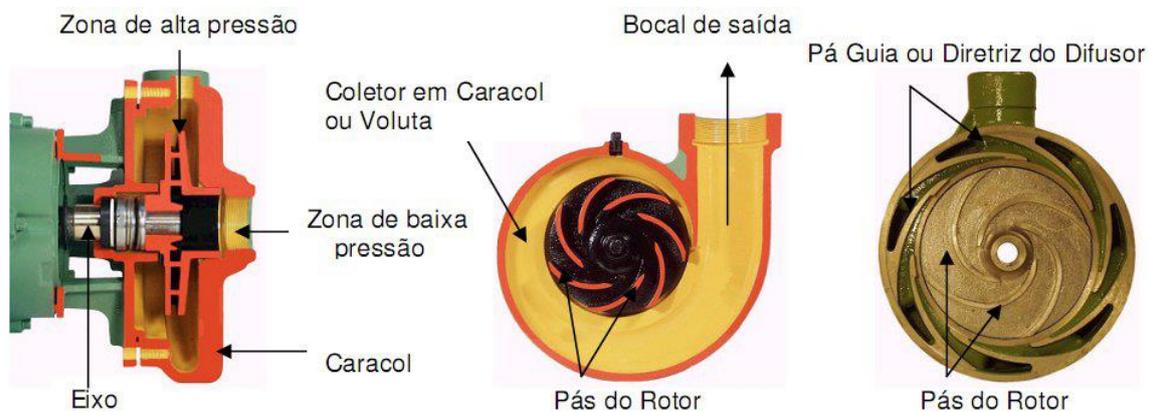


Figura 11: Bomba centrífuga (Fonte: BRASIL)

3.2.2 Bombas de deslocamento positivo ou volumétricas

Nesse tipo de bomba, a energia é concedida ao líquido diretamente sob a forma de energia de pressão. No interior das bombas centrífugas, um órgão mecânico em movimento obriga o líquido a acompanhar seu movimento, sendo assim pressurizado.

Por conta de suas características, as bombas volumétricas precisam do auxílio de uma válvula de alívio.

Além disso, esse tipo de equipamento não é capaz de fornecer líquido continuamente por conta do movimento cíclico de seu órgão mecânico e, portanto, a bomba fornece certa massa de líquido a cada rotação do motor.

A vazão nesse tipo de escoamento independe da pressão na descarga (salvo perdas e vazamentos) e da condição do sistema no qual a bomba é instalada.

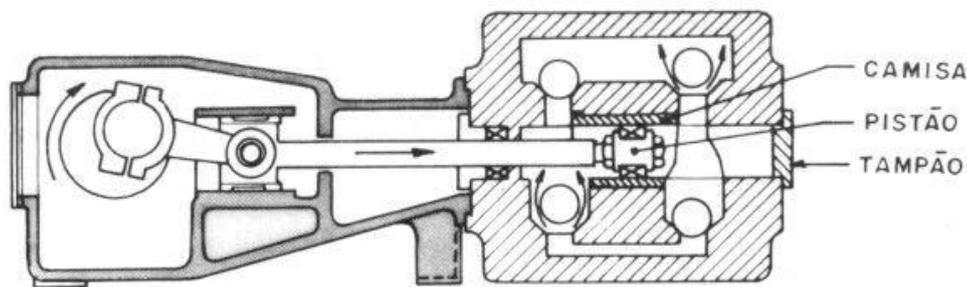


Figura 12: Esquema básico de bomba de pistão

3.2.3 Seleção do tipo de bomba

A seleção de um tipo de bomba depende, principalmente, da diferença de pressão requerida, da vazão necessária para operação e da configuração da tubulação, ainda que o tipo de fluido possa também influenciar nessa escolha.

Aqui se faz importante a definição de alguns conceitos:

3.2.3.1 *Head*

A noção de *head* da bomba é uma medida da energia por unidade de massa ou peso que a bomba é capaz de fornecer ao fluido a uma determinada vazão. Em uma situação de operação em equilíbrio, o head da bomba é igual à altura manométrica do sistema.

3.2.3.2 Altura manométrica

A altura manométrica do sistema, no qual uma bomba está instalada, denota a energia por unidade de peso que o sistema necessita que a bomba transfira ao fluido a uma determinada vazão, para que o escoamento seja possível. Essa altura é, portanto, função da altura de elevação do fluido, da diferença de pressões entre sucção e descarga e das perdas de carga ao longo da tubulação.

A altura manométrica é definida (DE MATTOS, DE FALCO,1998) por:

$$(1) H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + Z_d - Z_s + H_{fd} + H_{fs}$$

Onde:

- P_d e P_s representam as pressões do fluido na descarga e na sucção respectivamente.
- γ representa o peso específico da água nas condições de operação.
- Z_d e Z_s representam as alturas dos reservatórios na sucção e descarga, respectivamente.
- H_{fd} e H_{fs} representam as perdas de carga nas linhas de descarga e sucção, respectivamente.

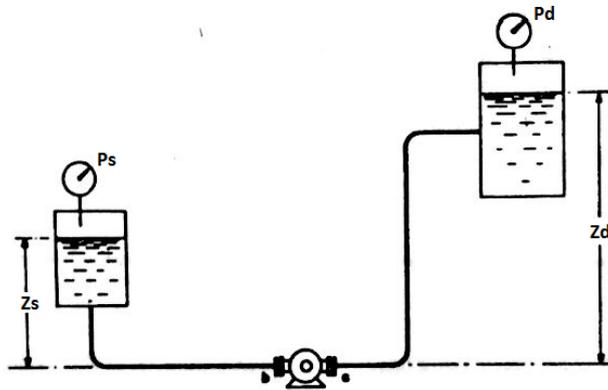


Figura 13: Esquema para cálculo de altura manométrica (Fonte:DE MATTOS, DE FALCO,1998 - Modificada)

3.2.3.3 Velocidade específica

A velocidade específica é considerada um dos melhores critérios para seleção de bombas de acordo com os principais autores, incluindo DE MATTOS, DE FALCO,1998 e HENSAL, et al, 2007.

A velocidade específica, aqui representada por N_s , também chamada de número específico, é a rotação na qual deverá operar a bomba para operar a vazão de um metro cúbico por segundo em uma instalação de um metro de altura manométrica.

A velocidade específica pode ser definida por:

$$(2) N_s = n * \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Onde n representa a rotação máximo da bomba, Q representa a vazão de operação e H representa a altura manométrica do sistema.

3.2.3.4 Sistema estudado

A partir dos conceitos definidos, analisa-se o caso proposto, da pressurização de uma linha flexível na fábrica da empresa Technip em Vitória.

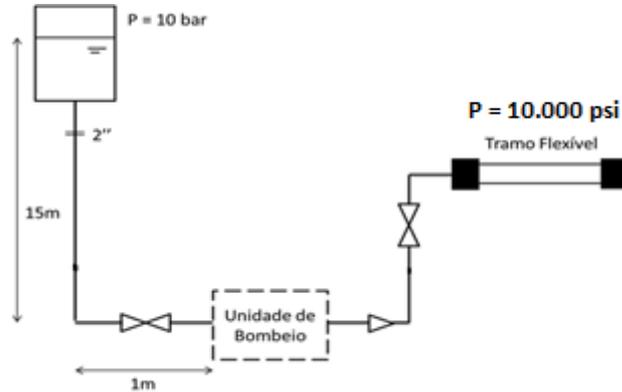


Figura 14: Esquema do sistema estudado

Tem-se, para a altura manométrica:

$$(3) H = \frac{Pd - Ps}{\gamma_{\text{agua}}} + \Delta Z + Hfd + Hfs$$

Com:

$$Pd - Ps \approx Pd$$

$$\frac{Pd}{\gamma_{\text{agua}}} \gg \Delta Z$$

$$\frac{Pd}{\gamma_{\text{agua}}} \gg Hfd + Hfs$$

Logo:

$$(4) H \approx \frac{Pd}{\gamma_{\text{agua}}}$$

Seja Pd a pressão de projeto de 10.000 psi.

$$H \approx 7.000 \text{ metros}$$

A velocidade específica, com valores de Q em gpm e H em pés, considerando uma vazão de 167 litros por minuto e uma rotação de 400 rpm (usadas em um dos sistemas analisados no capítulo 2), é de:

$$Ns \approx 8$$

Os diferentes autores divergem quanto aos números a serem adotados como limite entre uma aplicação e outra, porém quase todos eles indicam que, para N_s inferiores a 500, deve-se optar por uma bomba volumétrica.

Alguns outros autores como BRASIL sugerem gráficos para seleção de bombas, conforme indicado abaixo. O ponto em destaque representa o caso estudado.

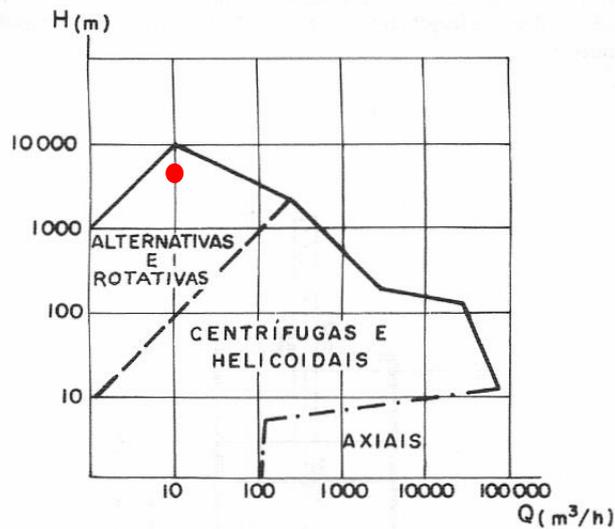


Figura 15: Gráfico para seleção de bombas

Assim sendo, para a aplicação estudada por esse projeto, o uso de uma bomba volumétrica é recomendável.

Por consequência, deve-se optar entre uma bomba do tipo rotativo (engrenagem, lóbulo, parafuso, palhetas) ou alternativo (êmbolo, pistão, diafragma).

Nesse sentido, DE MATTOS, DE FALCO faz uma análise do campo de aplicação das bombas volumétricas, restringindo sua utilização de acordo com pressões e vazões máximas possíveis.

De acordo com essa análise e com STINDT, 1971, tem-se, para as bombas rotativas, uma pressão de máxima da ordem de 3.000 psi, o que não é suficiente para o teste hidrostático.

Dessa forma, nossa escolha estaria limitada às três opções de bombas alternativas: pistão, êmbolo e diafragma. No entanto, essa última também pode ser prontamente descartada por estar limitada à pressões da ordem de 125psi.

Ainda de acordo com STINDT, 1971 e com a API 674, o único tipo de bomba capaz de suportar pressões da ordem de 10.000 psi é o de êmbolo, sendo então o modelo escolhido.

4 Bombas alternativas de êmbolo

As bombas alternativas de êmbolo estão inseridas no grupo de bombas volumétricas, conforme já explicado, possuindo um órgão mecânico responsável por pressurizar o fluido de trabalho.

No caso específico dessas bombas, o êmbolo ocupa quase toda a cavidade do cilindro, o que confere à bomba maior resistência mecânica, porém impede seu funcionamento em duplo-efeito, como no caso das bombas de pistão.

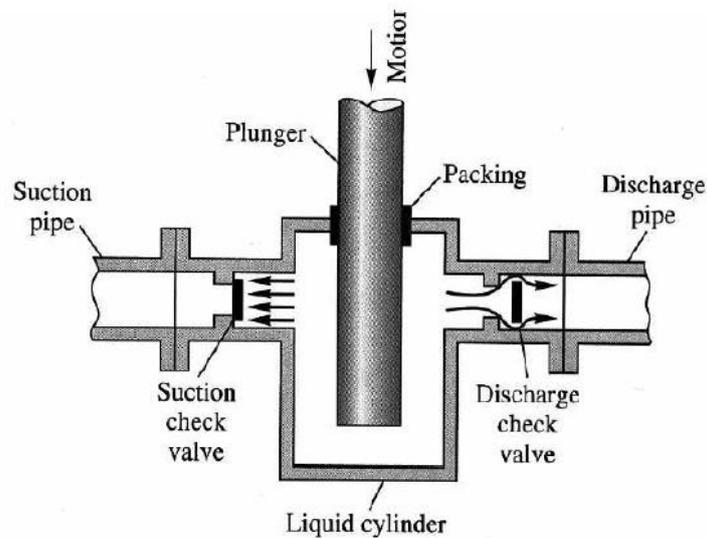


Figura 16: Bomba de êmbolo (Fonte: BRASIL)

As bombas de êmbolo operam com vazão intermitente por conta de suas características construtivas e seu princípio de funcionamento.

A velocidade instantânea do pistão varia no tempo, causando uma variação no fluxo de descarga.

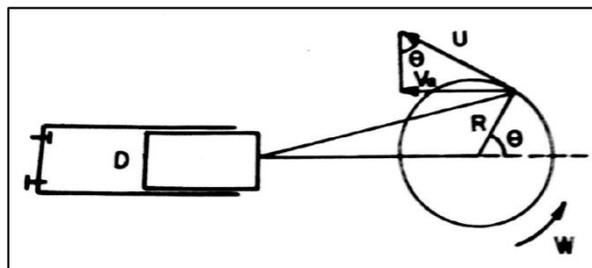


Figura 17: Movimento do pistão (Fonte: DE MATTOS, DE FALCO,1998)

Seja a velocidade instantânea dada por:

$$(5) V_a = w * r * \text{sen}(wt)$$

Temos, para o fluxo de saída de uma bomba com êmbolo único, o seguinte comportamento para uma única rotação:

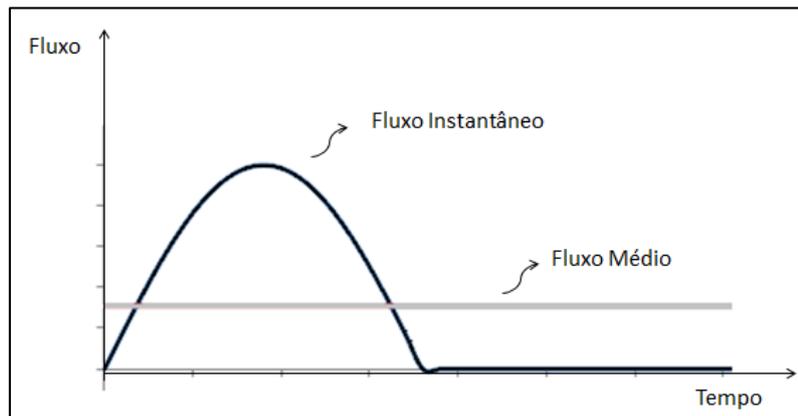


Figura 18: Fluxo na descarga - Êmbolo Único

Percebe-se, portanto, uma grande variação no fluxo de saída. Essa variação deve ser atenuada devido a alguns motivos, dentre eles:

- Muitas variações de vazão favorecem o aparecimento de vibrações e o comprometimento das partes mecânicas da bomba por fadiga.
- Variações de vazão promovem uma perda de pressão no líquido denominada carga de aceleração, que será explicada adiante, podendo ser determinante no aparecimento no fenômeno de cavitação.
- No caso específico da aplicação, variações de vazão resultam em pressões variáveis no duto flexível que podem, em última instância, comprometer a estrutura.

Dentre as soluções possíveis para atenuar essa variação de fluxo está a utilização de mais de um êmbolo em aplicações denominadas Duplex, para bombas com dois êmbolos com diferença de fase de 180° e Triplex, para bombas com três êmbolos e distanciados em fase de 120° .

A utilização de dois êmbolos permite um aumento do fluxo médio, além de uma menor variância desse fluxo em relação a média.

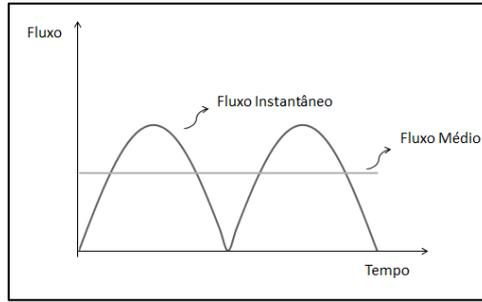


Figura 19: Fluxo na descarga –Duplex

O mesmo raciocínio é válido para bombas com três êmbolos, com uma variância ainda menor do fluxo instantâneo em relação ao fluxo médio.

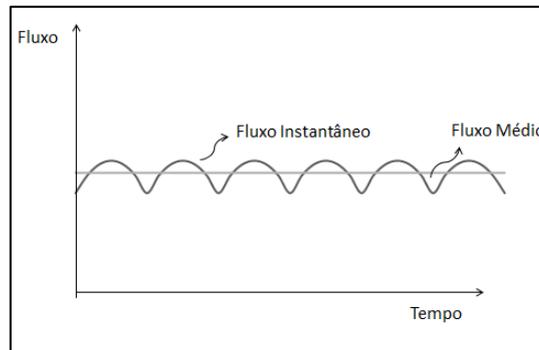


Figura 20: Fluxo na descarga: Triplex

HENSAL ainda faz uma análise mais abrangente para bombas com mais de 3 êmbolos, que pode ser vista na figura abaixo.

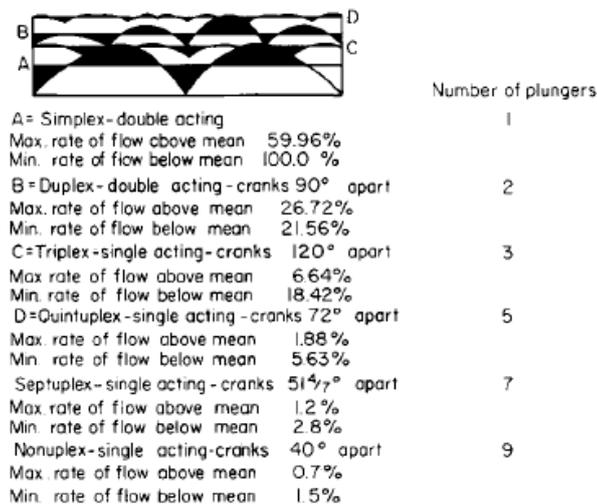


Figura 21: Fluxo na descarga - Multiplex

No entanto, para aplicações acima de três êmbolos, os custos adicionais não compensam os ganhos operacionais, de forma que a escolha por uma bomba Triplex seja mais adequada.

4.1 Amortecedores de pulsação

Outra forma de diminuir os efeitos da variação de fluxo e consequente variação de pressão na descarga da bomba é a utilização de amortecedores.

Os amortecedores possuem duas câmaras distintas, separadas por uma película de elastômero.

Em uma dessas câmaras, gás ou ar são armazenados a uma determinada pressão. A outra câmara, por sua vez, tem ligação com a descarga da bomba, sendo preenchida pela água em escoamento.

Na descarga, os picos de pressão são transmitidos da água para a película, que se move. O gás na câmara é comprimido e, em consequência, absorve parte do choque. Quando a pressão na descarga decai, o gás expande, devolvendo a água para o sistema.



Figura 22: Amortecedor de pulsação

4.2 Válvula de alívio

As válvulas de alívio são utilizadas para garantir que a pressão na descarga não ultrapasse valores máximos pré-estabelecidos e são obrigatórias em aplicações de bombas volumétricas. Esse tipo de válvula deve ser projetado de acordo com os requerimentos do código ASME seção VIII.

Elas podem ser ajustadas de acordo com a pressão de projeto e são projetadas de forma a ter abertura proporcional à sobre-pressão do sistema.

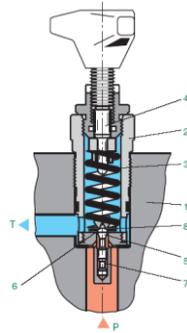


Figura 23: Válvula de alívio (Fonte : Acervo Technip)

O escopo desse trabalho não abrange a determinação dos acessórios necessários para o bom funcionamento da unidade de bombeio, embora o autor considere que a escolha de amortecedores de pressão e válvulas compatíveis com as bombas escolhidas seja de extrema importância para o bom funcionamento da mesma a longo prazo.

5 Escolha da(s) bomba(s) alternativas de êmbolo

Partindo do modelo de bomba de êmbolo triplex escolhido devido à considerações levantadas nos capítulos anteriores, adota-se ainda uma configuração com duas bombas distintas, pelos seguintes motivos:

- Confere flexibilidade ao sistema, o que é interessante, já que as pressões de teste variam de acordo com o produto a ser testado.
- Permite a utilização de uma bomba de pressão intermediária, com vazão superior à bomba de alta pressão, o que reduz o tempo total de teste.
- Limite à utilização da bomba de alta pressão, elevando sua vida útil e permitindo que ela opere próxima às suas condições de operação ótima.

Assim sendo, esse capítulo tem como objetivo expor os critérios utilizados para a escolha das bombas que serão utilizadas, de alta pressão e intermediária, que serão adotadas na unidade de bombeio.

A bomba intermediária escolhida será aquela que tornará o sistema ótimo do ponto de vista energético. Uma bomba de menor pressão e, conseqüentemente, maior vazão trabalha com maior potência, mas é capaz de terminar a pressurização em menos tempo, ao contrário do que acontece para uma bomba de maior pressão e menor vazão.

5.1 Características do sistema

A unidade de bombeio levará em consideração o sistema pré-existente na fábrica. Adaptações nesse sistema não fazem parte do escopo desse trabalho.

A água que será utilizada para o teste é proveniente de um reservatório situado a 15m de altura e conservado a 10bar manométricos. Esse reservatório também será utilizado para o enchimento do flexível antes da pressurização realizada pela unidade de bombeio que é estudada nesse capítulo.

Um esquema simplificado do sistema é mostrado abaixo na figura 24.

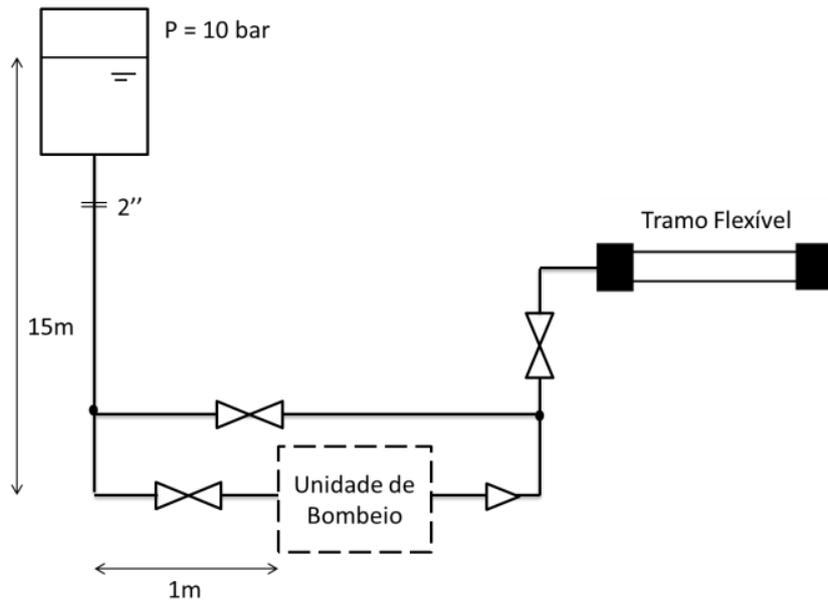


Figura 24: Sistema para teste hidrostático

5.2 Características das bombas estudadas

As bombas escolhidas para o estudo são do modelo M06 da FMC. O modelo foi escolhido por ser o de menor custo capaz de operar a pressões de 10.000 psi. Por sua vez, o fabricante foi escolhido por ter boa aceitação no mercado e por ser aquele que melhor informa as características de operação da bomba em seu catálogo.

Abaixo, as figuras 2 e 3 mostram as diferentes características das bombas analisadas, assim como o NPSH requerido para cada uma delas.

Pump Model	Plunger Diameter (in)	Displacement (GAL/REV)	Maximum Pressure (PSI)
M0604	0.500	0.0038	10,000
M0605	0.625	0.0060	8,800
M0606	0.750	0.0086	6,100
M0608	1.000	0.0153	3,400
M0610	1.250	0.0239	2,200
M0612	1.500	0.0344	1,500
M0614	1.750	0.0469	1,120
M0615	1.875	0.0538	1,000

Figura 25: Bombas consideradas

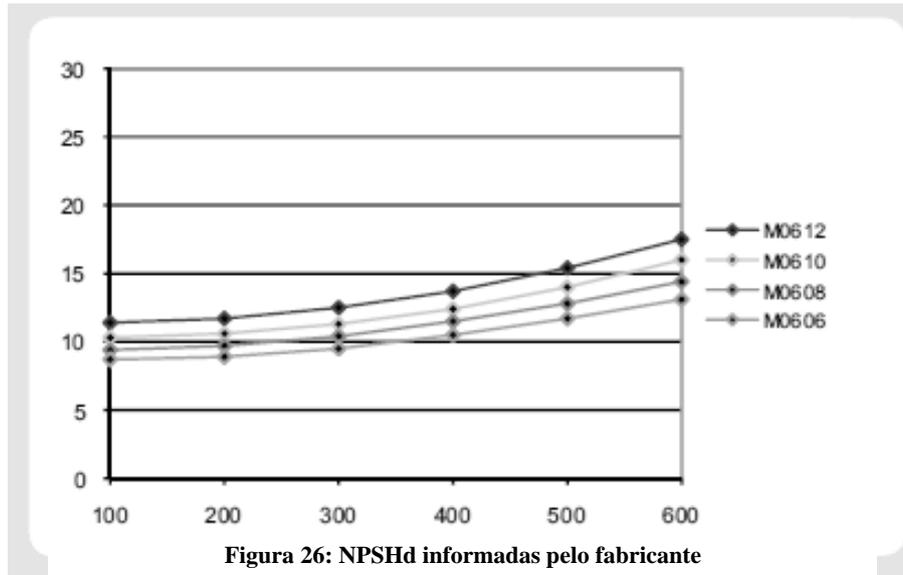


Figura 26: NPSHd informadas pelo fabricante

5.3 Vazão máxima permitida

Partindo da configuração do sistema apresentadas em 5.1 e das bombas apresentadas em 5.2, estudaram-se as diferentes condições de operação possíveis, objetivando-se alcançar uma vazão máxima para cada bomba, com o cuidado para se evitar o fenômeno de cavitação.

Para esse estudo, a definição de alguns conceitos se faz importante:

5.3.1 Perda de carga

A perda de carga é a perda de energia dinâmica devido à fricção das partículas do fluido entre si e contra as paredes da tubulação, ou ainda devido a distúrbios locais do fluxo ao passar por acidentes ao longo na tubulação. Nesse estudo, serão consideradas as perdas de carga na tubulação de sucção (perda de carga normal) e a perda de carga devido à existência de uma válvula e joelho nessa mesma tubulação (perda de carga localizada).

5.3.1.1 Localizada (HYDRAULIC INSTITUTE STANDARDS, 1975):

As perdas de carga localizadas podem ser calculadas por:

$$(6) H_{f_l} = K * \frac{v^2}{2 * g}$$

Onde K é um fator de proporcionalidade e v é a velocidade média de escoamento.

Temos para a válvula de bloqueio rosqueada de diâmetro duas polegadas

$$(7) K_1 = 0.15$$

Temos para o joelho rosqueado de raio longo de duas polegadas:

$$(8) K_2 = 0.40$$

5.3.1.2 Normal (DE MATTOS, DE FALCO, 1998)

A perda de carga normal pode ser estimada por:

$$(9) H_{f_n} = f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

Onde:

- f = Coeficiente de atrito
- ls = Comprimento da linha de sucção
- D = Diâmetro da linha de sucção

Para o coeficiente de atrito, utiliza-se a fórmula teórico-experimental de Blasius para facilitar a automatização dos cálculos. Esta fórmula é indicada para Reynolds na faixa de 3.000 a 100.000 e pressupõe um tubo liso. Admitamos, além disso, um fator de segurança de 1,25, por conta das aproximações utilizadas.

Logo:

$$(10) H_{f_n} = 1,25 * f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

$$(11) f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$$

$$(12) Re = \frac{v * D * \rho_{\text{agua}}}{\mu_{\text{agua}}}$$

Para os cálculos, consideraremos a velocidade máxima do escoamento dada pela velocidade média para bombas triplex multiplicada por um fator de 1,1.

5.3.2 Carga de aceleração

A carga de aceleração é uma queda de pressão instantânea na linha de sucção relacionada com o movimento senoidal do êmbolo da bomba. Uma vez que a velocidade do êmbolo é variável, a vazão na sucção também é variável e, portanto, o líquido deve ser acelerado para acompanhar essa variação. A queda de pressão acontece no sentido de acelerar a massa de líquido, permitindo a variação da velocidade do escoamento.

A carga de aceleração é variável no tempo, assim como a aceleração do êmbolo. Para efeito dos cálculos e de especificação da bomba, considera-se a máxima carga, por ser esta a mais crítica.

Para o cálculo da máxima carga de aceleração, considerou-se o momento de máxima aceleração do êmbolo e, conseqüentemente, de maior perda de pressão na sucção.

A carga de aceleração máxima, Ha pode ser expressa por:

$$(13) \quad 2.7 * Ha = \frac{2 * \pi * Ae * l * n^2}{g * As}$$

Onde:

- Ae = Área de seção transversal do êmbolo.

- l = Comprimento da linha de sucção.

- n = Rotação da bomba em rotações por segundo.

- As = Área de seção transversal da linha de sucção.

- E o fator 2.7 foi utilizado por estarmos trabalhando com bombas triplex.

5.3.3 Cavitação

A cavitação é o fenômeno do aparecimento de bolhas de vapor por redução da pressão na tubulação. Em termos práticos, ela acontece quando a pressão real na tubulação abaixa a ponto de tornar-se equivalente à pressão de vapor do líquido. Esse fenômeno deve ser evitado a todo custo, pois induz altas tensões mecânicas na bomba, podendo resultar na sua falha.

A fim de evitar o fenômeno de cavitação, é importante garantir que o head de sucção disponível $NPSH_d$ seja maior do que o head requerido pela bomba para a pressurização, $NPSH_r$.

É importante contabilizar os efeitos da perda de carga e da carga de aceleração na sucção, notando, ainda, que estes se tratam de efeitos excludentes, isto é, a máxima carga de aceleração ocorre para perda de carga nula e vice-versa. Portanto, deve-se utilizar para os cálculos aquele que for mais crítico, conforme melhor explicado abaixo.

Adota-se aqui uma margem de segurança entre os $NPSH$ disponíveis e requeridos recomendada pelo fabricante de 5 pés de água:

$$(14) \quad NPSH_D - NPSH_R \geq 1.5m$$

O $NPSH$ requerido pela bomba é informado pelo fabricante, conforme mostrado na figura 3.

O $NPSH$ disponível pode ser calculado de acordo com utilizando o menor dos valores abaixo (DE MATTOS, DE FALCO, 1998):

$$(14) NPSH_{disp} = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Ha + \frac{Pa - Pv}{\gamma}$$

$$(15) NPSH_{disp} = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Hf_l - Hf_n + \frac{Pa - Pv}{\gamma}$$

Onde:

- Pr = Pressão manométrica no reservatório.
- Z = Altura do reservatório.
- Pa = Pressão atmosférica nas condições de operação.
- Pv = Pressão de vapor da água nas condições de operação.
- γ = Peso específico da água nas condições de operação.

Os valores adotados para as constantes foram definidos por WYLEN, V. et al. (1997), considerando uma temperatura de operação de 25°C.

- $Pa = 1 \text{ atm}$
- $Pv = 3.169 \text{ kPa}$
- $\gamma = 997 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^3}$
- $\rho_{\text{agua}} = 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $\mu_{\text{agua}} = 0.891 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$

5.3.4 Resultados

Neste capítulo, são apresentados os resultados obtidos para cada uma das bombas estudadas. Objetivou-se encontrar a maior vazão possível para cada bomba, dadas as características do sistema, sem que houvesse cavitação. Em termos gerais e conforme mostrarão os cálculos, a carga de aceleração é, para todos os casos, consideravelmente mais crítica do que a perda de carga.

Para as bombas, o valor de curso utilizado foi o informado pelo fabricante, sendo de 0.75 polegadas. Além disso, para eficiência hidráulica, considerou-se a razão entre a vazão máxima teórica dada por (16) e aquela fornecida pelo fabricante a 600 RPM.

$$(16) Ap * l * n$$

As bombas acima de 6100psi poderiam operar acima de 600 RPM do ponto de vista do sistema. No entanto, limites construtivos impedem uma operação fora dessa faixa e, portanto, a rotação de 600 foi considerada máxima nesses casos.

No catálogo, algumas bombas não tiveram suas curvas de NPSHr informadas e, nesse caso, considerou-se a curva da bomba de maior pressão mais próxima, de forma a ser conservativo.

Sejam ainda:

- D_e = Diâmetro do Êmbolo

- n_h = Rendimento Hidráulico

Os resultados detalhados estão apresentados no apêndice A, ao fim do trabalho. Eles foram obtidos com auxílio do programa Mathcad Prime 3.0[©].

Os resultados obtidos para máxima vazão para cada tipo de bomba são mostrados resumidamente abaixo:

Modelo	Pressão (Psi)	RPM Máximo	Vazão Máxima (L/min)
M0615	1 000	218	44,44
M0614	1 120	233	41,37
M0612	1 500	284	36,91
M0610	2 200	342	30,86
M0608	3 400	426	24,73
M0606	6 100	570	18,70
M0605	8 800	600	13,63
M0604	10 000	600	8,71

Tabela 1: Resultados de vazão máxima

5.4 Tempo de operação

As vazões máximas calculadas no capítulo anterior servirão de base para a estimativa do tempo de operação para cada configuração possível da unidade de bombeio.

As configurações estudadas têm como característica básica uma bomba de pressão intermediária, que pressuriza a água da pressão de sucção até sua pressão nominal, e uma bomba de alta pressão, modelo M0604, que eleva a pressão do valor alcançado com a bomba de pressão intermediária até os 10.000 psi de projeto.

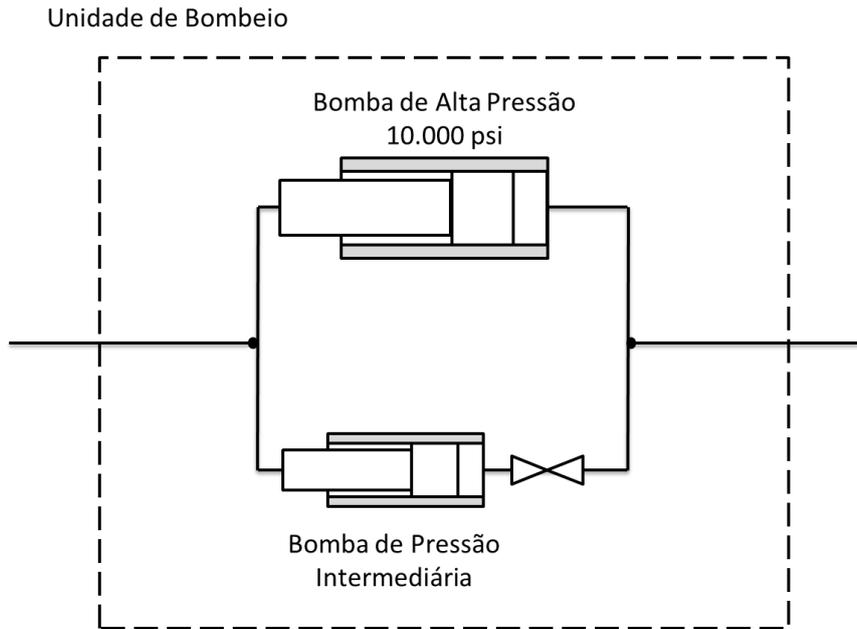


Figura 27: Configuração básica da unidade de bombeio

As configurações possíveis são, portanto:

1. Bomba intermediária da pressão de sucção até 1.000 psi e bomba de alta pressão de 1.000 até 10.000 psi.
2. Bomba intermediária da pressão de sucção até 1.120 psi e bomba de alta pressão de 1.120 até 10.000 psi.
3. Bomba intermediária da pressão de sucção até 1.500 psi e bomba de alta pressão de 1.500 até 10.000 psi.
4. Bomba intermediária da pressão de sucção até 2.200 psi e bomba de alta pressão de 2.200 até 10.000 psi.
5. Bomba intermediária da pressão de sucção até 3.400 psi e bomba de alta pressão de 3.400 até 10.000 psi.
6. Bomba intermediária da pressão de sucção até 6.100 psi e bomba de alta pressão de 6.100 até 10.000 psi.
7. Bomba intermediária da pressão de sucção até 8.800 psi e bomba de alta pressão de 8.800 até 10.000 psi.
8. Bomba de alta pressão de Ps até 10.000 psi.

Para obter uma maior precisão nos cálculos, a variação da massa específica da água a jusante da bomba será considerada, assim como as deformações no duto flexível.

5.4.1 Tempo médio

A fim de estimar esse tempo, consideremos a vazão da bomba constante e dada por Q .

A vazão mássica pode ser então dada por:

$$(17) \quad Q_{m0} = Q * \rho_0$$

Onde ρ_0 é a massa específica da água a montante da bomba.

Além disso, podemos estimar a massa de água contida no duto flexível um estado final f por:

$$(18) \quad m_f = V * \rho_f * (1 + \Delta V_f)$$

Onde V é o volume inicial do duto flexível, ρ_f é a massa específica da água na pressão final e ΔV_f é a variação proporcional desse volume.

Repetindo o raciocínio para um estado inicial i , temos:

$$(19) \quad m_i = V * \rho_i * (1 + \Delta V_i)$$

Assim sendo, para uma bomba operando entre as configurações final e inicial, temos:

$$(20) \quad t = \frac{m_f - m_i}{Q_{m0}} = \frac{V * \rho_f * (1 + \Delta V_f) - V * \rho_i * (1 + \Delta V_i)}{Q * \rho_0}$$

$$(20) \quad t = \frac{V}{Q} * \left\{ \left[\frac{\rho_f}{\rho_0} * (1 + \Delta V_f) \right] - \left[\frac{\rho_i}{\rho_0} * (1 + \Delta V_i) \right] \right\}$$

E, mais particularmente para as bombas intermediárias, quando ΔV_i é nulo e $\rho_i = \rho_0$.

$$(21) \quad t = \frac{V}{Q} * \left\{ \left[\frac{\rho_f}{\rho_0} * (1 + \Delta V_f) \right] - 1 \right\}$$

5.4.2 Variação da massa específica

Os valores relativos à massa específica foram retirados são indicados na tabela 2. Pressupõe-se uma temperatura de 30°C para água na descarga da bomba e um estado de água líquida comprimida. (WYLEN, V. et a 1997).

Para a água saturada na entrada considera-se a massa específica de $997 \frac{kg}{m^3}$ conforme usado anteriormente.

Pressão (kPa)	Massa Especifica (kg/m3)
500	995,02
2.000	996,02
5.000	997,01
10.000	1000,00
15.000	1002,00
20.000	1004,02
30.000	1008,06
50.000	1016,78
70.000	1025,49

Tabela 2: Tabela de massas específicas.

Os valores obtidos para as pressões estudadas, através de interpolações lineares, são mostrados na tabela 3.

Pressão (psi)	Massa Especifica (kg/m3)
10.000	1025,42
8.800	1021,77
6.100	1013,56
3.400	1005,53
2.200	1002,15
1.500	1000,19
1.120	998,70
1.000	998,20

Tabela 3: Tabela de massas específicas nas pressões nominais das bombas.

5.4.3 Variação do volume interno

As variações do volume interno foram calculadas usando o software interno da Technip: Structure[©]. Esses cálculos foram realizados para uma estrutura de seis pategadas que não será divulgada por questões de confidencialidade.

Essa estrutura foi escolhida por não apresentar particularidades que poderiam afetar os cálculos, tais quais isolamento ou segundo par de armaduras de tração. Assim sendo, esses resultados serão tomados como padrão para a resposta de um flexível em um ensaio hidrostático.

Pressão (psi)	DV (%)
10000	0,725
8800	0,638
6100	0,443
3400	0,246
2200	0,160
1500	0,108
1120	0,081
1000	0,073

Tabela 4: Variações no volume interno nas pressões nominais das bombas.

5.4.4 Resultados

Para os resultados, adotou-se um volume aproximado de um tramo de 500 metros e 6 polegadas de diâmetro, de 10m^3 .

Os resultados de tempo para as diferentes configurações são mostrados abaixo:

Configuração	Bomba Intermediária (min)	Bomba Alta Pressão (min)	Tempo Total (min)
1	0,44	39,07	39,50
2	0,61	38,40	39,01
3	1,16	36,37	37,53
4	2,20	33,51	35,71
5	4,46	28,62	33,08
6	11,29	17,05	28,34
7	23,03	5,26	28,28
8	-	41,29	41,29

Tabela 5: Tempo para as diferentes configurações

Percebe-se que a utilização da bomba de alta pressão para maiores variações de pressão contribui para um tempo total maior, já que a mesma possui vazão menor em comparação as outras. Além disso, a configuração 7 afasta-se da tendência geral, já que a bomba de 8.800 psi não alcança a vazão máxima possível do sistema por questões construtivas, sendo limitada a 600 rotações por minuto.

Essas considerações podem ser melhor analisadas no gráfico mostrado na figura abaixo.

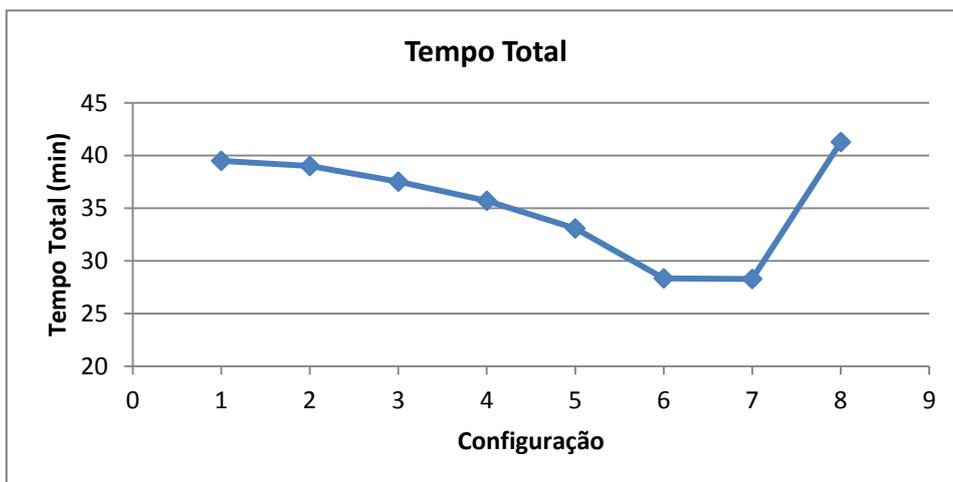


Figura 28: Gráfico de tempo para cada configuração.

5.5 Potência absorvida

A potência dissipada nas bombas pode ser estimada, segundo o fornecedor por:

$$(22) Pot = \frac{\gamma * Q * H}{n_m} = \frac{Q * \Delta P}{n_m}$$

Onde ΔP é a variação de pressão entre descarga e sucção e n_m é o rendimento mecânico da bomba, aqui estimado em 0.9.

Admitindo que a vazão seja constante, assim como o rendimento mecânico, observa-se uma relação linear da potência em relação à pressão.

A figura 5 exemplifica esse comportamento para a bomba de alta pressão na configuração 1. Tem-se para o estado inicial uma pressão de descarga de 1.000 psi (desenvolvida pela bomba intermediária) para uma pressão de sucção de 10 bar e para o estado final uma pressão de descarga de 10.000 psi para a mesma pressão de sucção.

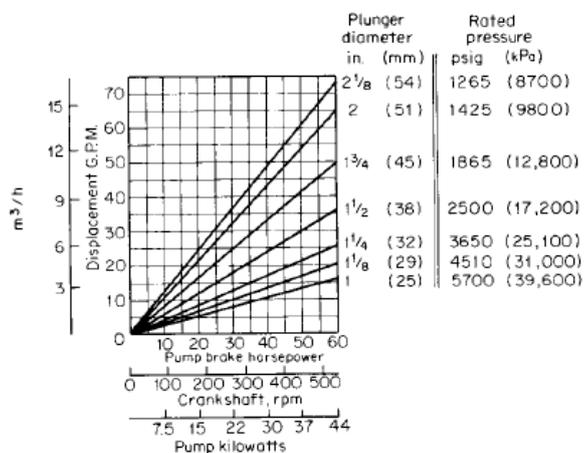


Figura 29: Comportamento da potência absorvida pelas bombas de êmbolo (Fonte: HENSAL, et al, 2007).

No entanto, para efeito dos cálculos, adotemos a potência máxima, visto que esta será utilizada para a especificação do motor.

Configuração	Potência Máxima Bomba Intermediária. (kW)	Potência Máxima Bomba de Alta. (kW)
1	4,85	10,96
2	5,15	10,96
3	6,39	10,96
4	8,10	10,96
5	10,03	10,96
6	14,02	10,96
7	15,06	10,96
8	-	10,96

Tabela 6: Valores de potências máximas absorvidas pelas bombas.

5.6 Energia dissipada

A partir dos valores de tempo calculados no capítulo 5.5 e dos valores de potência calculados no capítulo 5.6, pode-se estimar a energia dissipada pelas bombas na pressurização do flexível.

O cálculo é simples e dado por:

$$(23) \text{ Energia} = \text{Pot (kW)} * 60 * t \text{ (minutos)}$$

Os resultados são expressos na tabela 6 e nos gráficos posteriores.

Configuração	Bomba Intermediária (kJ)	Bomba de Alta (kJ)	Energia Total (kJ)
1	126,6	25.690,5	25.817,1
2	187,9	25.251,2	25.439,1
3	444,5	23.917,6	24.362,0
4	1.066,4	22.036,8	23.103,2
5	2.685,3	18.818,5	21.503,8
6	9.499,3	11.210,8	20.710,1
7	20.805,4	3.457,0	24.262,4
8	-	27.151,0	27.151,0

Tabela 7: Energia dissipada pelas bombas

Os valores expressam a energia total dissipada em cada configuração, para a completa pressurização do flexível padrão adotado. O gráfico abaixo mostra a tendência para cada uma das bombas.

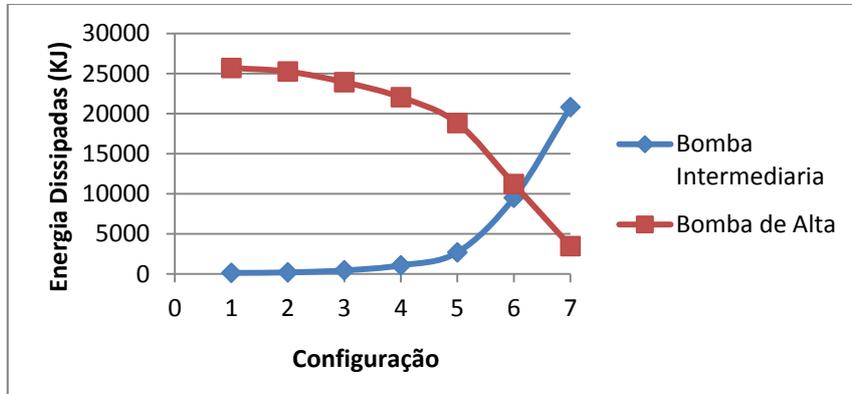


Figura 30: Evolução da energia dissipada para diferentes configurações

O gráfico a seguir mostra a evolução da energia dissipada total para cada configuração.

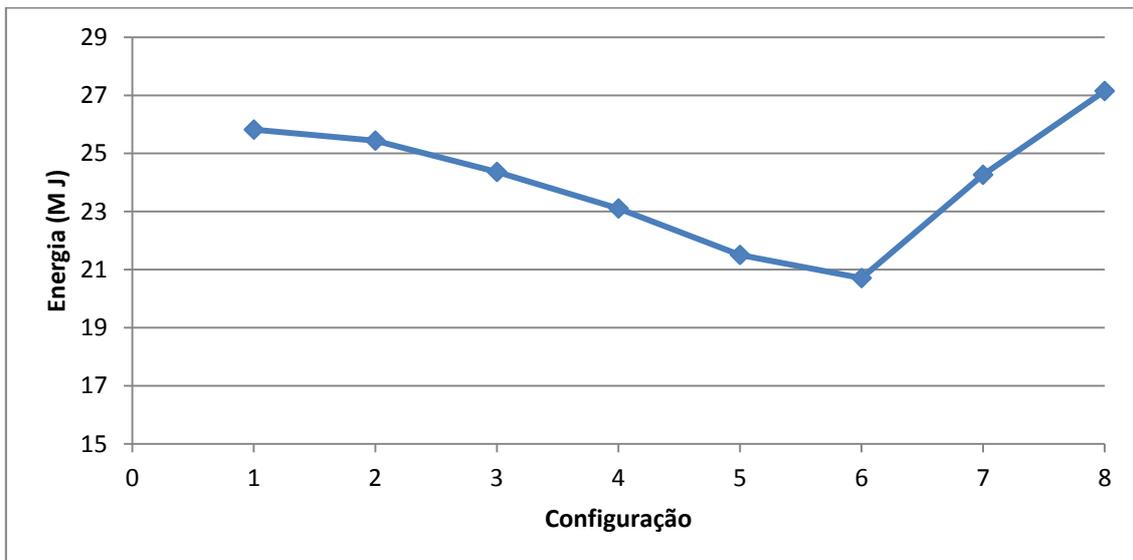


Figura 31: Energia dissipada total

6 Conclusões e considerações finais

As considerações e resultados demonstrados ao longo do trabalho permitem escolher a configuração adequada para a unidade de bombeio a ser instalada na fábrica, de forma que o teste seja conduzido de acordo com as normas da API.

Optou-se pelo tipo de bomba de êmbolo, em configuração com duas bombas, sendo uma delas de 10.000 psi e outra intermediária.

Mais precisamente, as bombas escolhidas para o teste são, finalmente:

- M0604 operando a rotações menores ou iguais à 600rpm.
- M0606 operando a rotações menores ou iguais à 570rpm.

Por fim, cumpre destacar que amortecedores de pressão e válvulas compatíveis com essas bombas devem ainda ser especificados para o prosseguimento do projeto.

7 Bibliografia

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 17J: Specification for Unbonded Flexible Pipe**. 3. ed. Estados Unidos, 2008.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 674: Positive Displacement Pumps - Reciprocating**. 2. ed. Estados Unidos, 1995.

BRASIL, A. S. **Máquinas Termohidráulicas de Fluxo**. Disponível em: <<http://alexbrasil.com.br/diretorio/engenharia-mecanica-maquinas-termohidraulicas-de-fluxo-2-semester-de-2013.html>>. Acesso em: 19 jul. 2015.

CAVATI, R. S. **Gerenciamento Inteligente da Integridade de Risers Flexíveis Utilizados na Produção de Petróleo e Gás Natural**. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2012.

DE MATTOS, E. E.; DE FALCO, R. **Bombas Industriais**. 2. ed. Interciência, 1998.

HENSAL, T. L. et al. **Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineering: Fans, Pumps, and Compressors**. 10. ed. Mc-Graw Hill, 2007.

HYDRAULIC INSTITUTE STANDARDS, **Hydraulic Institute**. 13. ed. 1975.

STINDT, W. H. **Pump Selection, Chemical Engineering**. 1971.

WYLEN, V. et al. **Fundamentos da Termodinâmica**. 5. ed. Edgar Blucher, 1997.

Apêndice A – Cálculos de vazão

M0615

$$n = 218 \text{ RPM}$$

$$De = 1.875''$$

$$Ae = \pi * \frac{De^2}{4} = 17.81 \text{ cm}^2$$

$$n_h = 95.6\%$$

$$Q = n_h * Ae * l * n = 44.44 \frac{L}{min}$$

$$v = 1.1 * \frac{Q}{As} = 0.40 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v * D * \rho_{agua}}{\mu_{agua}} = 2.28 * 10^4$$

$$Hf_n = 1,25 * f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g} = 0.083 \text{ m}$$

$$Hf_l = 0.55 * \frac{v^2}{2 * g} = 0.005 \text{ m}$$

$$Ha = \frac{2 * \pi * Ae * l * n^2}{g * As * 2.7} = 104.08 \text{ m}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Ha + \frac{Pa - Pv}{\gamma} = 23.24 \text{ m}$$

$$NPSH_r = 21.4 \text{ m}$$

$$NPSH_{disp} - NPSH_r = 1.83 \text{ m}$$

M0614

$$n = 233 \text{ RPM}$$

$$De = 1.75''$$

$$Ae = \pi * \frac{De^2}{4} = 15.52 \text{ cm}^2$$

$$n_h = 95.6\%$$

$$Q = n_h * Ae * l * n = 41.37 \frac{L}{min}$$

$$v = 1.1 * \frac{Q}{As} = 0.37 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v * D * \rho_{agua}}{\mu_{agua}} = 2.12 * 10^4$$

$$Hf_n = 1,25 * f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g} = 0.074 m$$

$$Hf_l = 0.55 * \frac{v^2}{2 * g} = 0.004 m$$

$$Ha = \frac{2 * \pi * Ae * l * n^2}{g * As * 2.7} = 103.57 m$$

$$NPSH_{disp} = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Ha + \frac{Pa - Pv}{\gamma} = 23.74 m$$

$$NPSH_r = 21.5 m$$

$$NPSH_{disp} - NPSH_r = 2.23 m$$

M0612

$$n = 284 \text{ RPM}$$

$$De = 1.5''$$

$$Ae = \pi * \frac{De^2}{4} = 11.40 \text{ cm}^2$$

$$n_h = 95.2\%$$

$$Q = n_h * Ae * l * n = 36.91 \frac{L}{min}$$

$$v = 1.1 * \frac{Q}{As} = 0.33 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v * D * \rho_{agua}}{\mu_{agua}} = 1.89 * 10^4$$

$$Hf_n = 1,25 * f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g} = 0.06 \text{ m}$$

$$Hf_l = 0.55 * \frac{v^2}{2 * g} = 0.003 \text{ m}$$

$$Ha = \frac{2 * \pi * Ae * l * n^2}{g * As * 2.7} = 113.05 \text{ m}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Ha + \frac{Pa - Pv}{\gamma} = 14.26 \text{ m}$$

$$NPSH_r = 12.11 \text{ m}$$

$$NPSH_{disp} - NPSH_r = 2.15 \text{ m}$$

M0610

$$n = 342 \text{ RPM}$$

$$De = 1.25''$$

$$Ae = \pi * \frac{De^2}{4} = 7.92 \text{ cm}^2$$

$$n_h = 95.2\%$$

$$Q = n_h * Ae * l * n = 30.85 \frac{L}{min}$$

$$v = 1.1 * \frac{Q}{As} = 0.28 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v * D * \rho_{agua}}{\mu_{agua}} = 1.6 * 10^4$$

$$Hf_n = 1,25 * f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g} = 0.044 \text{ m}$$

$$Hf_l = 0.55 * \frac{v^2}{2 * g} = 0.002 \text{ m}$$

$$Ha = \frac{2 * \pi * Ae * l * n^2}{g * As * 2.7} = 113.85 \text{ m}$$

$$NPSHdisp = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Ha + \frac{Pa - Pv}{\gamma} = 13.47 \text{ m}$$

$$NPSHr = 11.4 \text{ m}$$

$$NPSHdisp - NPSHr = 2.06 \text{ m}$$

M0608

$$n = 426 \text{ RPM}$$

$$De = 1.0''$$

$$Ae = \pi * \frac{De^2}{4} = 5.07 \text{ cm}^2$$

$$n_h = 95.7\%$$

$$Q = n_h * Ae * l * n = 24.73 \frac{L}{min}$$

$$v = 1.1 * \frac{Q}{As} = 0.22 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v * D * \rho_{agua}}{\mu_{agua}} = 1.27 * 10^4$$

$$Hf_n = 1,25 * f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g} = 0.003 \text{ m}$$

$$Hf_l = 0.55 * \frac{v^2}{2 * g} = 0.001 \text{ m}$$

$$Ha = \frac{2 * \pi * Ae * l * n^2}{g * As * 2.7} = 113.05 \text{ m}$$

$$NPSHdisp = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Ha + \frac{Pa - Pv}{\gamma} = 14.27 \text{ m}$$

$$NPSHr = 12.2 \text{ m}$$

$$NPSHdisp - NPSHr = 2.07 \text{ m}$$

M0606

$$n = 570 \text{ RPM}$$

$$De = 0.75''$$

$$Ae = \pi * \frac{De^2}{4} = 2.85 \text{ cm}^2$$

$$n_h = 96.2\%$$

$$Q = n_h * Ae * l * n = 18.7 \frac{L}{min}$$

$$v = 1.1 * \frac{Q}{As} = 0.17 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v * D * \rho_{agua}}{\mu_{agua}} = 9.6 * 10^3$$

$$Hf_n = 1,25 * f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g} = 0.018 \text{ m}$$

$$Hf_l = 0.55 * \frac{v^2}{2 * g} = 0.0008 \text{ m}$$

$$Ha = \frac{2 * \pi * Ae * l * n^2}{g * As * 2.7} = 113.85 \text{ m}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Ha + \frac{Pa - Pv}{\gamma} = 13.47 \text{ m}$$

$$NPSH_r = 11.7 \text{ m}$$

$$NPSH_{disp} - NPSH_r = 1.76 \text{ m}$$

M0605

$$n = 600 \text{ RPM}$$

$$De = 0.625''$$

$$Ae = \pi * \frac{De^2}{4} = 1.98 \text{ cm}^2$$

$$n_h = 95.9\%$$

$$Q = n_h * Ae * l * n = 13.63 \frac{L}{min}$$

$$v = 1.1 * \frac{Q}{As} = 0.12 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v * D * \rho_{agua}}{\mu_{agua}} = 7.0 * 10^3$$

$$Hf_n = 1,25 * f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g} = 0.011 \text{ m}$$

$$Hf_l = 0.55 * \frac{v^2}{2 * g} = 0.0004 \text{ m}$$

$$Ha = \frac{2 * \pi * Ae * l * n^2}{g * As * 2.7} = 104.08 \text{ m}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Ha + \frac{Pa - Pv}{\gamma} = 39.71 \text{ m}$$

$$NPSH_r = 12.0 \text{ m}$$

$$NPSH_{disp} - NPSH_r = 27.65 \text{ m}$$

M0604

$$n = 600 \text{ RPM}$$

$$De = 0.5''$$

$$Ae = \pi * \frac{De^2}{4} = 1.27 \text{ cm}^2$$

$$n_h = 95.7\%$$

$$Q = n_n * Ae * l * n = 8.7 \frac{L}{min}$$

$$v = 1.1 * \frac{Q}{As} = 0.08 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{v * D * \rho_{agua}}{\mu_{agua}} = 4.5 * 10^3$$

$$Hf_n = 1,25 * f * \frac{ls}{D} * \frac{v^2}{2g} = 0.005 m$$

$$Hf_l = 0.55 * \frac{v^2}{2 * g} = 0.0002 m$$

$$Ha = \frac{2 * \pi * Ae * l * n^2}{g * As * 2.7} = 56.07 m$$

$$NPSH_{disp} = \frac{Pr}{\gamma} + Z - Ha + \frac{Pa - Pv}{\gamma} = 71.25 m$$

$$NPSH_r = 12.0 m$$

$$NPSH_{disp} - NPSH_r = 59.19$$