FACULDADE REDENTOR

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONSTRUÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE TESTES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Osmar Paixão Sousa Neto

Itaperuna

2007

FACULDADE REDENTOR

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONSTRUÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE TESTES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Osmar Paixão Sousa Neto

Orientador: Prof. Irineu Silva Rodrigues Junior

Monografia apresentada a Faculdade Redentor como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Itaperuna

2007

621.67
S731c
2008 Sousa Neto, Osmar Paixão.
Construção e instrumentação de uma bancada de testes de bombas centrífugas.
/ Osmar Paixão Sousa Neto. – Itaperuna: 2008.
96 Páginas.

Monografia (Graduação) – Faculdade Redentor, 2007.
Bibliografia: Página 77.

1. Engenharia Mecânica – Monografia 2. Bombas centrífugas
3. Testes 4. I. Título

AUTOR: Osmar Paixão Sousa Neto

TÍTULO: Construção e Instrumentação de uma bancada de testes de bombas centrífugas

NATUREZA: Monografia

OBJETIVO: Construção de curvas características.

INSTITUIÇÃO: Faculdade Redentor

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: Engenharia Mecânica

DATA DE APROVAÇÃO:

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Irineu Silva Rodrigues Junior

Engenheiro Mecânico.

Faculdade Redentor – Itaperuna - RJ

Prof. Paulo Feliciano Soares

Engenheiro Mecânico

Faculdade Redentor – Itaperuna - RJ

Prof. Evaldo de Azevedo Moreira

Engenheiro Mecânico.

Faculdade Redentor – Itaperuna - RJ

A imaginação é mais importante

do que o conhecimento

(Albert Einstein)

Dedico este trabalho a meus pais,
minha família e amigos que sempre
me apoiaram nos momentos
difíceis....

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar ao meu pai Flávio Paixão e a minha mãe Jaqueline Paixão pela oportunidade dada para que eu concretizasse a realização desse curso.

Agradeço aos professores da Faculdade Redentor, pelo ensino e a dedicatória no ensino durante a realização do curso.

Agradeço aos funcionários de todos os setores da Faculdade Redentor que pacientemente souberam lidar com as nossas dificuldades.

Ao coordenador do curso e orientador do Projeto final Irineu da Silva Rodrigues Junior pela ajuda e pelo conhecimento passado para a realização desse projeto.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Símbolo	Descrição
B	Braço da alavanca do motor
F	Força exercida pelo motor
W	Velocidade angular
T	Torque
H	Altura manométrica
η	Rendimento da bomba
Pot	Potência
Pot_c	Potência útil cedida ao fluido
Pot_{abs}	Potência absorvida pela bomba
P_s	Pressão de sucção
P_d	Pressão de descarga (Recalque)
Pa	Pressão atmosférica local
Pv	Pressão de vapor
Q	Vazão volumétrica
V	Velocidade Média
V_s	Velocidade na sucção da bomba
V_d	Velocidade de descarga da bomba
Vi	Velocidade absoluta no olho do impelidor
Vri	Velocidade rotativa no olho do impelidor
g	Aceleração da gravidade
ρ	Densidade absoluta ou massa específica

γ	Peso específico
h_d	Altura manométrica de descarga
h_s	Altura manométrica de sucção
ASM	Modelo da bomba do tipo Back Pull out
Z_s	Altura estática de sucção
Z_d	Altura estática de descarga
N	Rotação
μ	Viscosidade
Red	Reynolds
hl	Perda de carga distribuída
f	Fator de atrito
L	Comprimento da tubulação
D	Diâmetro da tubulação
d	Diâmetro do orifício
hlm	Perda de carga nos acessórios
hfi	Perda de carga entre o flange de sucção e o impelidor
hfs	Perdas na linha de sucção
k	Coeficiente de perda de carga
ht	Perda de carga total
m.c.a	Metros de coluna de água
NPSH	Altura positiva líquida de sucção (Net Positive suction head)
Np	Número de parafusos

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

INDICE EM ANEXOS

RESUMO

Este projeto teve como objetivo a construção e instrumentação de uma bancada de Bombas Centrífugas, que consiste em uma demonstração do verdadeiro funcionamento de uma bomba centrífuga e de seus acessórios utilizados na montagem dessa bancada. A utilização de uma placa de orifício como medidor de vazão e a utilização de manômetro tanto na parte de sucção e saída da bomba centrífuga e na entrada e saída da placa de orifício permitirá que se descubra a pressão utilizada e assim permitirá que se descubra as verdadeiras grandezas da Bancada de Testes que será a vazão volumétrica (Q), a carga (H), a potência (Pot) e o rendimento (η). Através dessas grandezas determinadas pode-se colocar em prática a determinação das curvas características que servem para demonstrar a verdadeira característica da bomba centrífuga utilizada.

Palavras-chave: Bombas centrífugas, Testes, Curvas Características.

ABSTRACT

This project aimed to the construction and instrumentation of a bench of pumps centrifuges, which consists of a demonstration of the real operation of a centrifugal pump and its accessories used in the assembly of the bench. The use of a card hole as the flow meter and the use of manometer both in the part of suction and out of the centrifugal pump and the entry and exit of the board of hole that we will find the pressure used and so that we will discover the real quantities of Test will be the volumetric flow rate (Q), the load (H), the power (Pot) and the yield (η). Through these certain quantities can be put into practice the determination of the characteristics curves which serve to demonstrate the true feature of the centrifugal pump used.

Key-words: Centrifugal Pumps, Test, Characteristic Curve

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO

1.1 DESCRIÇÃO DO PROJETO

Este projeto foi realizado com o apoio da Sociedade Universitária Redentor, Faculdade Redentor, que possibilitou a construção da Bancada de Testes de Bombas Centrífugas e que será de fundamental importância porque possibilitará a utilização desse equipamento para estudos acadêmicos no laboratório de Máquinas de Fluxo e em outras disciplinas do Curso de graduação em Engenharia Mecânica. No seu desenvolver, contou com o apoio e equipamentos da *FAL Bombas Hidráulicas LTDA* para o desenvolvimento e construção desse equipamento de Bancada de Bombas, por possuir em sua fábrica uma sofisticada bancada de testes utilizados para o teste de bombas.

Figura 1: Bancada de teste de Bombas Hidráulicas FAL.

A construção desse trabalho acadêmico constituirá em uma maneira adequada de determinar as curvas de desempenho e de observar o funcionamento de testes de Bombas Centrífugas através de uma Bancada de Testes, que possui equipamentos de fácil manuseio e utilização para a determinação das curvas

características, além de mostrar de maneira adequada o processo e o percurso do fluido bombeado.

O uso de Bombas Centrífugas ocorre sempre que há a necessidade de aumentar a pressão de trabalho ou a velocidade de escoamento de uma substância líquida contida em um determinado sistema. A bancada de teste buscará uma série de soluções que minimizam os custos de montagem e aquisição de equipamentos e constituem uma alternativa para os usuários verificarem, antecipadamente, se a bomba a ser fornecida pelo fabricante atende às condições operacionais especificadas.

Para a realização desses testes, algumas grandezas físicas precisam ser medidas, ou seja, a vazão volumétrica através da placa de orifício, pressão de entrada (re

boa visualização e noção de funcionamento da Bomba Centrífuga e dos outros componentes utilizados na Bancada.

1.2 BOMBAS HIDRÁULICAS.

Bombas Hidráulicas são máquinas geratrizes cuja finalidade é realizar o deslocamento de um liquido por escoamento. Sendo uma máquina geratriz, ela transforma o trabalho que recebe para seu funcionamento em energia, que é comunicada ao líquido sob as formas de energia de pressão e cinética. (MACINTYRE, 1997).

Segundo MACINTYRE (1997), as bombas são máquinas operatrizes hidráulicas porque realizam um trabalho útil especifico ao deslocarem um líquido. O modo pelo qual é feita a transformação do trabalho em energia hidráulica é o recurso para cedê-la ao liquido aumentando sua pressão ou sua velocidade.

As bombas podem ser acionadas por motor elétrico, motor de explosão ou turbina a vapor, por energia eólica como no moinho de vento ou mesmo manualmente.

As bombas hidráulicas possuem função inversa das turbinas, pois através de um motor (manual ou elétrico, ou eólico, etc.), tranformam a energia mecânica em energia potencial , enquanto as turbinas hidráulicas transformam a energia potencial de uma queda hidráulica em energia mecânica, a qual pode ser convertida posteriormente em energia elétrica através de um gerador.

1.3 CLASSIFICAÇÃO DAS BOMBAS

As Bombas são como máquinas hidráulicas que conferem energia ao fluido com a finalidade de transportá-lo por escoamento de um ponto para outro

obedecendo às condições do processo. Elas recebem a energia de uma fonte motora qualquer e cedem parte dessa energia ao fluido sob forma de energia de pressão, cinéticas ou ambas (MATTOS, 1998).

São enormes as áreas de aplicação das bombas onde podemos citar:

- Abastecimento de água;
- Sistemas de esgoto;
- Produção de petróleo;
- Sistemas Hidráulicos;
- Serviço Marítimo;

Segundo MATTOS (1998), as bombas podem ser classificadas quanto a sua aplicação ou pela forma com que a energia é cedida ao fluido como veremos na Tabela (1) abaixo.

Tabela (1): Classificação das bombas.

Dinâmicas ou Turbobombas	Bombas centrífugas	Puras ou radiais	As bombas podem ser classificadas pela sua aplicação ou pela forma com que a energia é cedida ao fluído. Normalmente, existe uma relação estreita entre a aplicação e a característica da bomba que, por sua vez, está intimamente ligada à forma de cessão de energia ao fluido.
		Tipo Francis	
	Bombas de fluxo misto		
	Bombas de fluxo axial		
	Bombas periféricas ou regenerativas		
Volumétricas ou Deslocamento Positivo	Bombas Alternativas	Pistão	O modo pelo qual é feita a transformação do trabalho em energia hidráulica e o recurso para cedê-la ao líquido aumentando a sua pressão e ou sua velocidade permitem que elas se classifiquem em: bombas de deslocamento positivo, turbobombas e bombas especiais. Dentre as classificações de turbobombas e de deslocamento positivo podemos enumerar algumas das mais importantes subdivisões destas bombas, como mostra a tabela ao lado.
		Êmbolo	
		Diafragma	
	Bombas rotativas	Engrenagens	
		Lóbulos	
		Parafusos	
		Palhetas Deslizantes	

De acordo com a Tabela (1) as bombas são classificadas em Volumétricas e Turbobombas onde podemos definir suas características.

VOLUMÉTRICAS

- Relação constante entre a descarga e a velocidade da bomba;
- Vazão praticamente constante;
- Energia transferida ao fluido exclusivamente sob a forma de pressão;
- Não precisam estar escorvadas;
- Produzem grandes pressões;

TURBOBOMBAS

- A vazão depende das características da bomba;
- Vazão praticamente constante;
- Energia transferida sob a forma cinética e de pressão;
- Devem estar escorvadas para iniciar seu funcionamento;

É interessante fazermos uma comparação entre as características gerais das bombas volumétricas e das turbobombas, para mostrar as diferenças existentes entre elas.

Em todas as bombas volumétricas, há uma proporcionalidade, isto é, uma relação constante entre a descarga e a velocidade da bomba. Esta proporcionalidade é evidente, porque a descarga é proporcional à velocidade do órgão mecânico que impulsiona o líquido, que por sua vez é proporcional à velocidade da bomba. Além disso, a vazão (Q) bombeada praticamente independe da altura e pressões a serem vencidas.

Nas turbobombas a vazão bombeada depende das características do projeto da bomba, rotação e das características do sistema em que está operando.

Nas bombas volumétricas, o movimento do líquido dentro da bomba e o movimento do órgão impulsionador são exatamente os mesmos, mesma natureza, mesma velocidade em grandeza, direção e sentido.

Nas turbobombas, embora os dois movimentos sejam relacionados entre si, não são absolutamente iguais.

Nas bombas volumétricas, o órgão mecânico transmite energia ao líquido sob a forma exclusivamente de pressão, isto é, só aumenta a pressão e não a velocidade.

Nas turbobombas, a energia é transmitida pelo órgão mecânico (impelidor) sob a forma cinética e de pressão, isto é, há um aumento de pressão como de velocidade.

As bombas volumétricas podem iniciar o seu funcionamento com a presença de ar no seu interior, ou seja, a bomba não precisa ser escorvada para iniciar o seu funcionamento e nas turbobombas, o inicio de funcionamento deve ser feito sem a presença de ar na bomba e no sistema de sucção, isto é, a bomba deve estar cheia de líquido para ter uma operação correta.

1.3.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS

Bombas Centrífugas são maquinas que fornecem energia ao líquido por meio da ação da força centrífuga a fim de promover o seu deslocamento (LIMA, 2003).

Segundo LIMA (2003), as bombas centrífugas são classificadas na família das Turbobombas em que a energia fornecida ao líquido é principalmente do tipo cinética, sendo posteriormente convertida em grande parte em energia de pressão.

A utilização de uma Bomba Centrífuga ASM 32 – 160, de potência de ½ CV adquirida da fábrica de Bombas FAL permitirá que a Bancada de teste funcione de forma adequada.

Possui como base de funcionamento a criação de duas zonas de pressão diferenciadas: uma de baixa pressão (sucção) e outra de alta pressão (recalque). Para que ocorra a formação destas duas zonas distintas de pressão, é necessário existir no interior da bomba a transformação da energia mecânica ao longo do tempo (potência), que é fornecida pelo motor, primeiramente em energia cinética, a qual irá deslocar o fluido, e posteriormente, em maior escala, em energia de pressão, que irá adicionar "carga" ao fluido para que ele vença as alturas de deslocamento.

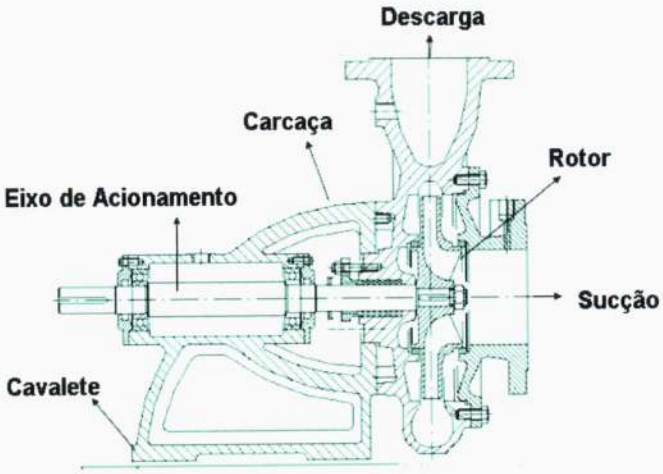


Figura 2: Componentes gerais de uma Bomba Centrífuga.

Na Figura 2 percebemos os principias componentes de uma Bomba Centrífuga onde podemos citar três partes fundamentais para o funcionamento.

Corpo (carcaça), que envolve o rotor, acondiciona o fluido após coletá-lo do canal de entrada e direciona o mesmo para a tubulação de descarga. É responsável pela contenção do fluido bombeado bem como, sob certo aspecto provê oportunidade para a conversão de energia cinética do fluido em energia de pressão, passo fundamental ao bombeamento.

Figura 3: Carcaça.

O rotor (impelidor) constitui-se de um disco provido de pás (palhetas) que impulsionam o fluido, ou seja, dita o caminho percorrido pelo fluido entre a sua entrada e saída.

Figura 4: Rotor

Eixo de acionamento, que transmite a força motriz ao qual está acoplado o rotor, causando o movimento rotativo do mesmo. Sua função é transmitir o torque na partida e durante a operação, assim como suportar o impelidor e outras partes rotativas , devendo trabalhar sempre com deflexão menor que a folga mínima entre as partes rotativas e estacionárias.

Para que ocorra esse funcionamento é necessário que a carcaça esteja completamente cheia de líquido, e, portanto, que o impelidor esteja mergulhado no líquido.

A criação da zona de pressão decorre do fato de que o líquido, recebendo através das pás o movimento de rotação do impelidor, fica sujeito à força centrífuga que faz com que as partículas do líquido se desloquem em direção à periferia do impelidor. Este deslocamento acarreta a criação de um vazio (baixa pressão) na região central, vazio que este será preenchido por igual quantidade de líquido proveniente da fonte, estabelecendo-se assim a primeira condição para o funcionamento que é um fluxo contínuo (regime permanente).

A criação da zona de alta pressão na periferia, responsável pela possibilidade de transporte do líquido e atendimento das condições finais do processo, deve-se ao fato de que o líquido que parte para a periferia, sob a ação da força centrífuga, vai encontrar um aumento progressivo na área do escoamento, que causará queda de velocidade e aumento de pressão. Está assim, criada a alta pressão na periferia, necessária para que a bomba cumpra a sua função.

Através do processo citado a utilização de uma Bomba Centrífuga ajudará na determinação do processo e a elevação do fluido a altura desejada para um adequado e preciso funcionamento de Bancada de Teste de Bombas centrífugas.

1.4 PLACA DE ORIFÍCIO

É um dos meios mais usados para medição de vazão de fluidos. Dados de entidades da área de instrumentação mostram que no país, cerca de 50% dos medidores de vazão usados pelas indústrias são deste tipo (MARTINS, 1998).

Segundo MARTINS (1998), as razões para tal participação devem ser as vantagens que apresenta como: simplicidade; custo relativamente baixo, ausência de partes móveis, pouca manutenção, aplicação para muitos tipos de fluido, instrumentação externa etc.

A placa de orifício é uma placa fina que pode ser interposta entre flanges de tubo. Sua geometria é simples, de baixo custo e de fácil instalação e reposição. A borda viva do orifício não deve ficar incrustada com depósitos ou material em suspensão, para não bloquear a passagem de fluido e assim comprometer a realização do projeto.

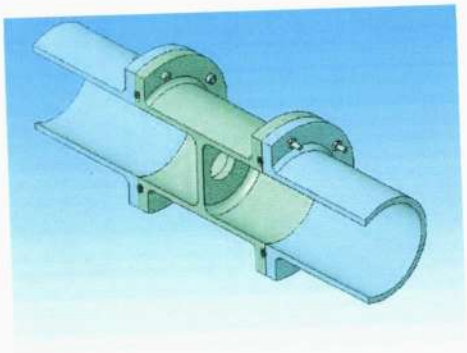


Figura 5: Vista em 3D da placa de orifício montada na tubulação.

Sua finalidade é restringir a passagem do fluído diminuindo o diâmetro da tubulação criando uma diferença de pressão gerada.

Para a montagem da Bancada de Testes de Bombas a placa de orifício é muito utilizada, uma vez que devido à redução do orifício contido na placa, serve

como um importante medidor de vazão, uma vez que serão conectados medidores de pressão tanto na entrada como na saída da placa de orifício.

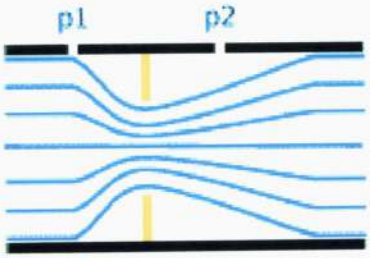


Figura 6: Perda de carga devido às tomadas de pressão. (FONTE: mspc, on line)

No escoamento real ocorre uma deformação das linhas de fluxo de forma aproximada com a da Figura 6 acima.

A tomada de pressão P_1 corresponde aproximadamente ao diâmetro interno da tubulação. A tomada de pressão P_2 não corresponde ao diâmetro da placa.

Para cálculo de pressão de entrada P_1 e de saída P_2 serão utilizados manômetros em escalas de mca (metros de coluna de água), que informaram a pressão de entrada e de saída da placa de orifício que conseqüentemente determinará a real vazão (Q) do projeto.

Por ser uma placa de baixo custo e de fácil instalação, o material a ser utilizado na fabricação da placa de orifício é o tecnil (nylon), conhecidos na categoria de materiais chamados de poliamidas, que apresentam ótima resistência ao desgaste e ao tracionamento, além da sua fácil usinagem. A placa de orifício utilizada consiste em uma placa com diâmetro interno (D) de 70,2mm enquanto o diâmetro do orifício (d) será de 40,2 mm (anexo A), ou seja, o orifício terá um fluxo de 57% do fluxo normal, valor adequado onde esse valor é determinado por:

$$\beta = \frac{d}{D} \tag{1}$$

O valor do orifício deve estar entre 50% a 75% do valor do fluxo.

Além de uma utilização de seis parafusos de 3"/16 para fixação do flange (anexo D).

1.5 TESTE DE BOMBAS

Os testes constituem uma alternativa para os usuários verificarem, antecipadamente, se a bomba a ser fornecida pelo fabricante atende as condições operacionais especificadas (MATTOS, 1998).

Segundo MATTOS (1998), os testes podem ser classificados em:

- Teste Hidrostático: Tem como finalidade básica à verificação da resistência da carcaça;

Esses Testes Hidrostáticos determinam o quanto a carcaça de uma bomba suportará os efeitos de alguns efeitos como: Exposição a ambientes com excessiva umidade, a líquidos corrosivos e as exigências que serão implementadas a bomba como deslocamento a certos alcances e ao próprio atrito do liquido com as paredes da carcaça.

-Teste de desempenho: Objetiva o levantamento de curvas características e a verificação de funcionamento da placa de orifício e de seus acessórios;

Através da Figura 7 observamos uma bancada de teste de bombas centrífugas. Como o relatório trata da determinação das curvas características, daremos maior ênfase ao teste de desempenho.

Figura 7: Bancada de Testes.

1.5.1 TESTE DE DESEMPENHO

O teste de desempenho tem por objetivo a determinação das curvas características reais, o que permitira mediante comparação com as curvas prometidas comprovar a qualidade do equipamento (MATTOS, 1998).

Para garantir a adequação do teste, uma série de procedimentos deve ser observada antes, durante e após o teste. No caso do teste ser testemunhado, o comprador ou responsável deverá acompanhar toda a rotina.

- Procedimento antes do teste.

. Estabelecer critérios – Combinar com o fabricante o método de execução do teste, o procedimento nas leituras dos instrumentos e as flutuações e tolerâncias permissíveis. No que concerne a flutuações o *Hydraulic Institute* recomenda critérios como visto na Tabela 2

Tabela (2): Tolerâncias aceitáveis pelo *Hydraulic Institute.*

VARIÁVEL	FLUTUAÇÕES ACEITÁVEIS
Diferencial de pressão através da bomba (ΔP)	2% (ΔP)
Pressão de descarga (P_d)	2% (P_d)
Pressão de sucção (P_s)	3% (P_s)
Vazão (Q)	2% (Q)
Rotação (N)	0,3% (N)
Potência (Pot)	1% (Pot)

. Inspeção - Cuidadosamente a inspeção deve ser feita antes do teste no que concerne aos seguintes itens:

. Alinhamento da bomba e do acionador;

. Sentido de rotação;

. Ligações elétricas;

. Verificação das tubulações de sucção e descarga;

. Folga nos anéis de desgaste;

. Canais de passagem do fluido.

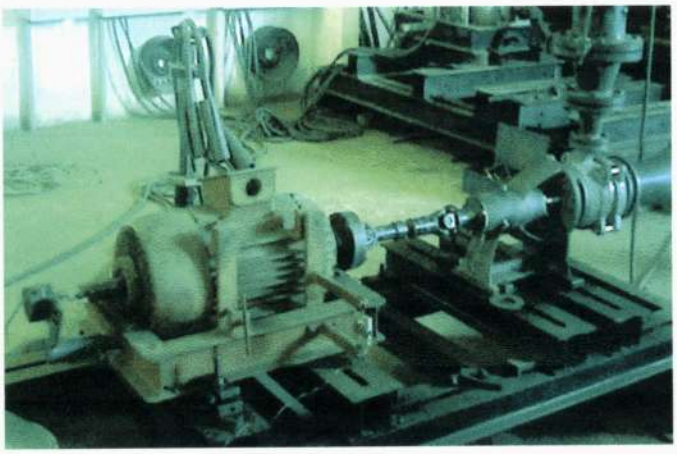


Figura 8: Montagem do equipamento para realização do teste

. Testes preliminares – Quando possível, é desejável a realização de um ou mais testes preliminares com o propósito de adequação dos instrumentos e treinamento pessoal.

. Calibragem dos instrumentos – Todos os instrumentos devem estar aferidos por apropriada calibragem antes do início do teste.

- Procedimento durante o teste

. Observar as leituras efetuadas e registrá-las.

. Observar comportamentos anormais como:

.Vibração excessiva;

.Ruído excessivo;

- Procedimento após o teste.

. Efetuar o cálculo para levantamento das curvas características a partir dos valores medidos durante o teste.

. Comparar as curvas obtidas no teste com as curvas prometidas e decidir sobre a aceitação do equipamento.

1.6 CURVA CARGA (H) X VAZÃO (Q)

Carga de uma bomba pode ser definida como energia por unidade de massa ou energia por unidade de peso que a bomba tem condições de fornecer ao fluido para uma determinada vazão (MATTOS, 1998).

Embora a definição usando massa como grandeza fundamental seja mais consistente para análises teóricas, existe uma tradição no campo prático de bombas no sentido de usar energia por unidade de peso. Assim sendo, as curvas cargas *versus* vazão fornecida pelos fabricantes normalmente apresentam carga com uma das seguintes unidades:

$$[H] = \left[\frac{Energia}{Peso}\right] \tag{2.1}$$

$$[H] = \frac{Kgf\ x\ m}{Kgf} = m \tag{2.2}$$

$$[H] = \frac{lbf\ x\ ft}{lbf} = ft \tag{2.3}$$

1.7 CURVA POTÊNCIA (Pot) *VERSUS* VAZÃO (Q)

De modo geral, a nossa preocupação é com a potência absorvida pela bomba, pois esta é a potência requerida do acionador e, portanto, usada na sua seleção. Entretanto é importante fazer distinção entre as seguintes potências.

- Potência útil cedida ao fluido (Pot_c)

- Potência absorvida pela bomba (Pot_{abs})

1.7.1 Potência útil cedida ao fluido (Pot_c)

Dependendo da escolha da grandeza básica como sendo massa ou peso, a potência cedida (Pot_c) pode ser escrita como:

- utilizando energia por unidade de massa, como indica a equação (3).

$$Pot_c = \rho QH \tag{3}$$

- utilizando energia por unidade de peso como a equação (4)

$$Pot_c = \gamma QH \tag{4}$$

1.7.2 Potência absorvida (Pot_{abs})

É a potência que a bomba recebe ou absorve do acionador (motor, turbina etc.). A Potência Absorvida (Pot_{abs}) pode ser expressa como:

- Para altura manométrica (H) dado em energia por unidade de massa:

$$Pot_{abs} = \frac{\rho QH}{\eta} \tag{5}$$

- Para altura manométrica (H) dado em energia por unidade de peso:

$$Pot_{abs} = \frac{\gamma QH}{\eta} \tag{6}$$

Utilizamos a equação (6) para o cálculo da potência. Finalmente, a curva de potência absorvida (Pot_{abs}) *versus* vazão volumétrica (Q) é normalmente fornecida pelo fabricante do equipamento, conforme a figura abaixo:

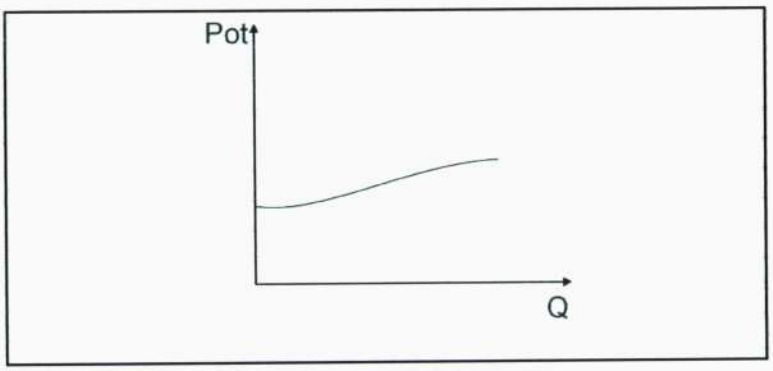


Figura 9: Curva de potência absorvida *versus* vazão

1.8 CURVA REDIMENTO TOTAL (η) *VERSUS* VAZÃO (Q)

Neste cálculo estaremos utilizando a equação (7) que analisa o rendimento que sempre será o que produzimos dividido pelo que recebemos, ou seja:

$$\eta = \frac{\mathrm{Pr}\,oduz}{\mathrm{Re}\,cebe}$$

que reescrita com as grandezas do nosso problema:

$$\eta = \frac{POT_{HIDRÁULICA}}{POT_{MOTOR}} < 1$$

e que será determinado pela equação (7):

$$\eta = \frac{\gamma QH}{P} \qquad (7)$$

A Figura (10) representa o gráfico η x Q:

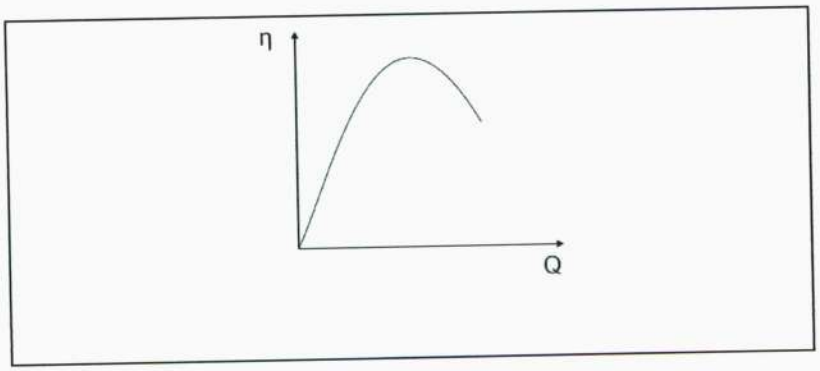


Figura 10: Curva rendimento *versus* vazão

As 'curvas carga x vazão', 'potência absorvida x vazão' e 'rendimento x vazão' apresentadas anteriormente, podem ser fornecidas em conjunto, conforme mostra a Figura 11.

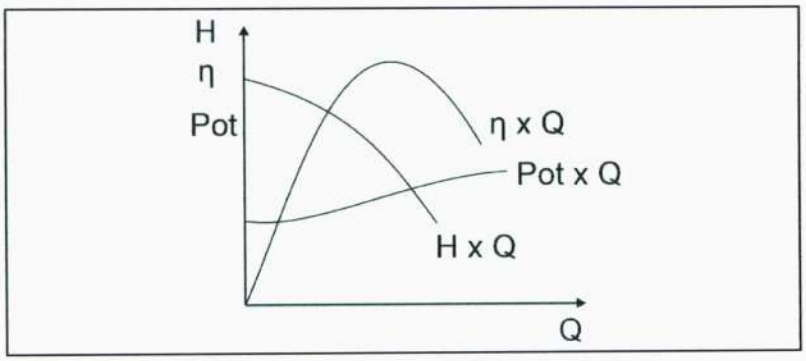


Figura 11: Curva característica para bombas centrifuga.

A curva de 'carga da bomba *versus* vazão' nos diz claramente a energia por unidade de peso que a bomba é capaz de fornecer ao fluido em função da vazão (MATTOS, 1998).

Esta energia por unidade de peso solicitada pelo sistema é então, para cada vazão, função da altura estática de elevação do fluido, da diferença de pressões entre a sucção e a descarga e das perdas existentes no circuito. (MATTOS, 1998).

Assim sendo, para uma determinada vazão, se considerarmos a Figura 12 a bomba deve fornecer uma carga suficiente para compensar a altura manométrica do sistema, ou seja:

- compensar a altura geométrica $(h = zd - zs)$
- compensar a diferença de pressões $(Pd - Ps)$
- compensar as perdas de carga na sucção e descarga

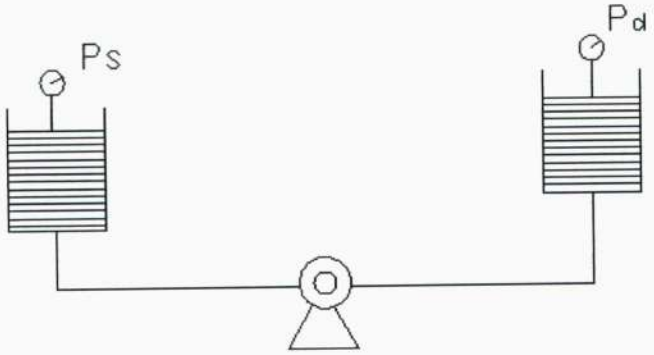


Figura 12: Sistema de bombeamento típico

Portanto, voltamos a frisar que a carga é uma característica da bomba enquanto que a altura manométrica é uma característica do sistema, apenas devendo-se considerar que a carga expressa em medida linear nos diz a altura manométrica que a bomba é capaz de vencer em determinada vazão.

A altura manométrica será calculada através da fórmula:

$$H = hd - hs \tag{8}$$

Onde, H = altura manométrica total, ou seja, a energia por unidade de peso que o sistema solicita da bomba para uma determinada vazão, sendo utilizada as unidades:

hs = altura manométrica de sucção, ou seja, a quantidade de energia por unidade de peso já existente no flange de sucção para uma determinada vazão.

hd = 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. A equação (8) torna-se de simples entendimento, pois se da quantidade de energia por unidade de peso que deve existir na descarga subtrairmos a quantidade de energia por unidade de peso já existente na sucção, o resultado só poderá ser a altura manométrica total,

ou seja, a quantidade de energia por unidade de peso que o sistema solicita para que possa ser conseguida uma determinada vazão, ou em outras palavras, a carga que uma bomba instalada neste sistema deverá fornecer.

Então se dispusemos de meios para calcular hs e hd, teremos calculado o H.

1.9 CÁLCULO DA ALTURA MANOMÉTRICA DE SUCÇÃO (hs)

Tendo em vista que hs representa a energia manométrica por unidade de peso existente no flange de sucção, duas alternativas existem para seu cálculo. A primeira alternativa consiste em aplicar o teorema de Bernoulli entre um ponto tornado na superfície livre do reservatório de sucção e o flange de sucção da bomba, isto é:

$$hs = \begin{bmatrix} Energia\ por\ unidade\ de\ peso \\ no\ ponto\ de\ tomada\ de\ sucção \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} Perdas\ na\ linha\ de\ sucção \\ para\ a\ vazão\ considerada \end{bmatrix} \qquad (9)$$

A segunda alternativa consiste em medir localmente a quantidade de energia por unidade de peso existente no flange de sucção. Naturalmente, esta alternativa só pode ser utilizada mediante um teste quando a instalação já está funcionando. Neste caso, teríamos:

$$hs = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2_g} + Z_s \qquad (10)$$

Onde:

P_s = pressão manométrica medida no flange de sucção;

γ = peso específico;

V_s = velocidade no flange de sucção;

g = aceleração da gravidade;

Z_s = altura de estática de sucção;

1.10 CÁLCULO DE ALTURA MANOMÉTRICA DE DESCARGA (hd)

Como sabemos, hd representa a energia manométrica por unidade de peso que deve existir no flange de descarga para que o fluido atinja o ponto final de descarga atendendo as condições do processo. Desta forma, analogamente ao utilizado no cálculo hs, duas alternativas se apresentam. A primeira consiste em aplicar o teorema de Bernoulli entre o flange de descarga e o ponto final de descarga, isto é:

$$hs = \begin{bmatrix} \textit{Energia por unidade de peso} \\ \textit{no ponto final de descarga} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \textit{Perdas na linha de recalque} \\ \textit{para a vazão considerada} \end{bmatrix} \tag{11}$$

A segunda alternativa consiste em medir localmente a quantidade de energia por unidade de peso no flange de descarga. Mais uma vez, cabe ressaltar que esta alternativa, naturalmente, só pode ser usada mediante um teste quando a instalação já está funcionando. Neste caso, teríamos:

$$hd = \frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} + Z_d \tag{12}$$

Onde:

P_d = pressão manométrica medida no flange de descarga;

γ = peso específico;

V_d = velocidade no flange de descarga;

g = aceleração da gravidade;

Z_d = altura de estática de descarga;

1.11 CÁLCULO DA ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (H)

Estamos agora em condições de determinar a altura manométrica total do sistema. Para isto, basta calcular hd e hs e obter a diferença. Como está evidenciado na equação (13):

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d - V_s}{2g} + Z_d - Z_s \qquad (13)$$

Onde:

P_d = pressão manométrica medida no flange de descarga;

P_s = pressão manométrica medida no flange de sucção;

γ = peso específico;

V_d = velocidade no flange de descarga;

V_s = velocidade no flange de sucção;

g = aceleração da gravidade;

Z_d = altura de estática de descarga;

Z_s = altura de estática de sucção;

1.12 MANÔMETROS

Manômetros serão utilizados para medições de variações de pressão na Bancada de testes de Bombas. Serão utilizados quatro manômetros que serão conectados em quatro partes do processo de medição de pressão devido à variação de pressão que ocorrerá.

Devido à diferença de pressão causada pelo uso da placa de orifício a utilização de um manômetro na entrada e na saída da placa será responsável pela determinação da pressão em dois pontos distintos da placa e onde esses pontos serão responsáveis pela determinação da vazão volumétrica (Q).

Outra parte importante na utilização dos manômetros é que servirão para determinação da pressão de recalque e de sucção da Bomba Centrífuga utilizada para que se ponha em pratica a equação de Bernoulli e outras para determinação de dados referentes às Curvas características.

1.13 TACÔMETROS

Tacômetros aplicam-se aos instrumentos empregados para medir a velocidade angular. Em aplicações industriais ou mesmo no projeto de determinados tipos de equipamentos eletrônicos de medida é necessário saber a velocidade com que um eixo, uma engrenagem ou outras peças roda. Para contar a velocidade de rotação em rpm é preciso usar um circuito denominado tacômetro, que exige um tipo de tecnologia diferenciada para sua elaboração, e que pode ter o projeto consideravelmente simplificado pelo emprego de microprocessadores associados à lógica digital.

É preciso saber a rotação do motor para que se determine à potência desenvolvida por ele e assim possam se desenvolver as curvas características da Bancada Testes sem o menor problema, lembrando que através do tacômetro será medida a rotação do motor com um tacômetro de contato e será dado a velocidade em rpm (rotação por minuto) e se deve transformar em rad/s para que se possam desenvolver os cálculos com segurança.

1. 14 CÉLULAS DE CARGA

Essas células (ou transdutores) são responsáveis pelo calculo de potência do motor elétrico utilizado. O braço da alavanca é medido, a rotação nominal e a força imposta são obtidas respectivamente por um tacômetro que irá medir a rotação em rpm e uma célula de carga de 25kgf usada como um transdutor de força. Através desses valores é possível determinar matematicamente a potencia requerida pelo motor elétrico, como está indicado na equação (14).

$$P = F.b.w \tag{14}$$

Onde:

- **P** é a potência em **Watts**;
- **F** é a carga em **Newton**;
- **B** é o comprimento do braço da alavanca em **metros**;
- **w** é a velocidade angular em **rad/s**;

Na Figura 13 observa-se a montagem do sistema e o comprimento da alavanca (representado pela cota) e a baixo a célula de carga que são parâmetros necessários para os cálculos da potência.

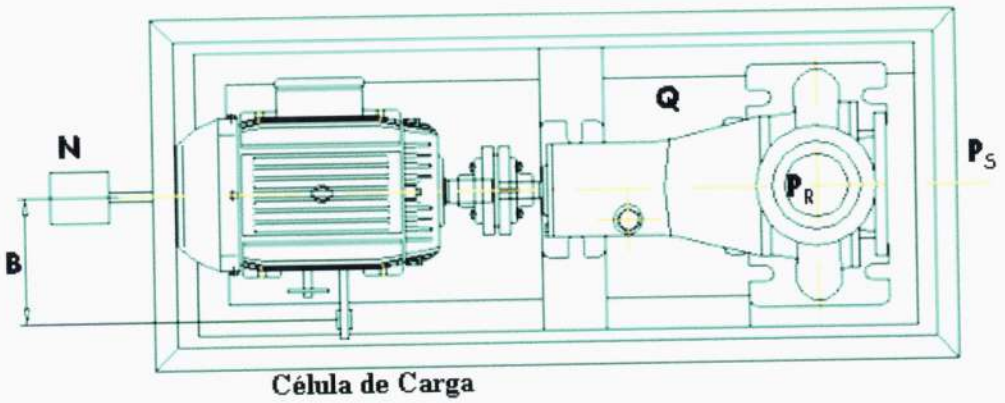


Figura 13: Parâmetro para cálculo da potência.

A leitura da carga (F) é possível porque o motor se encontra em balanço no ato do teste, ou seja, impondo uma força na célula de carga.

Lembrando que muitas vezes é medida a rotação é feita com um tacômetro e a sua leitura é feita em rpm e se deve transformará a rad/s para que as equações sejam consistentes dimensionalmente.

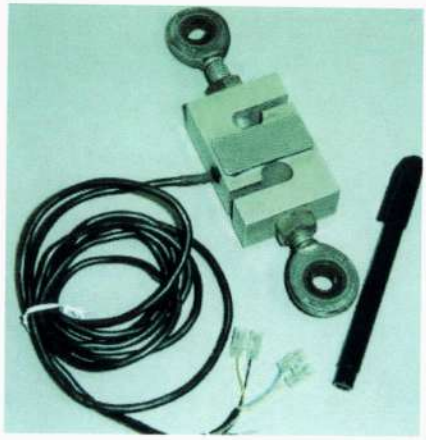


Figura 14: Célula de carga de 25Kgf

As células são liberadas apenas após o motor ser ligado, impedindo danos nas mesmas.

Esses transdutores possuem como sinais de saída tensão elétrica, e com isso são menos precisos do que sinal com base em corrente elétrica, isto se deve ao fato dos transdutores baseados em corrente elétrica como saída não sofrerem influencia do valor da tensão de alimentação, ou seja, qualquer valor da tensão dentro do intervalo permitido fornecerá sempre o sinal de saída.

2 JUSTIFICATIVA

A bancada é projetada dentro de uma filosofia de dispor de equipamento versátil em termos de operação e de fácil instalação. Com a ajuda dessa bancada e a implementação de uma placa de orifício como medidor de vazão é possível realizar um estudo experimental das equações de Bernoulli e a exploração das possibilidades de desempenho em função de curvas de desempenho, que tem por objetivo a determinação das curvas características reais, o que permitira, mediante comparação com as curvas prometidas por ocasião da proposta, comprovar a qualidade do equipamento.

No mais servirá para que se ponha em pratica a utilização de materiais viáveis e de fácil manuseio e entendimento, além de permitir execução de ensaios de bombas centrifugas. O projeto buscou uma série de soluções que minimizasse os custos de montagem e de aquisição de equipamentos e componentes, sem, no entanto, propor soluções simplificadas e que contivessem limitações de ordem operacional. Além disso, optou-se por um equipamento que pelas suas dimensões possa ser utilizado em pequenas áreas e que sirva para que se possa utilizá-lo como uma grande e importante ferramenta educacional a ser utilizada e compreendida pelos acadêmicos da Faculdade Redentor, como método de aprendizado, de entendimento e principalmente de pratica de funcionamento, e de cálculos que possam ser utilizados através de uma instrumentação que possibilite o entendimento.

3 OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GERAL

Determinar a vazão, carga, potência consumida e rendimento de uma bomba operando em um sistema, para determinação das curvas características, e a demonstração dos cálculos das grandezas citadas.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Calcular a curva da carga (H) x vazão (Q);
- Determinar a curva de potência absorvida (Pot_{abs}) x vazão (Q);
- Conhecer a curva de rendimento total (η) x vazão (Q);

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 FATORES QUE MODIFICAM AS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Torna-se necessário fazer análise dos fatores que nelas influenciam, pois em última análise estarão influenciando no ponto de trabalho. Assim sendo, passaremos a analisar os seguintes fatores:

- efeito da mudança da rotação nas curvas características
- efeito da mudança de diâmetro externo do impelidor nas curvas características

4.1.1Principais grupos adimensionais relacionados com o desempenho das bombas centrífugas

Este é um problema clássico de análise dimensional, e semelhança física, pois queremos determinar a influência das variáveis N (rotação), D (diâmetro externo do impelidor) nas características do desempenho, quais sejam: Q (vazão), H (carga) e Pot. (potência).

A partir dos conceitos de análise dimensional, foi possível determinar os principais grupos adimensionais que relacionam entre si as variáveis mencionadas, bem como verificar que bombas dinâmicas operando em condições onde existem semelhanças geométricas, cinemáticas e dinâmicas apresentam valores constantes:

$$\pi_1 = Q/ND^3 \tag{15.1}$$

$$\pi_2 = H/N^2D^2 \tag{15.2}$$

$$\pi_3 = D^2/N_{\rho/\mu} \tag{15.3}$$

$$\pi_4 = Pot./_{\rho}N^3D^5 \tag{15.4}$$

É Importante acrescentar que quando houver variação simultânea de rotação e diâmetro em bombas semelhantes, as relações entre vazões, carga e potência dos pontos homólogos obedecerão às expressões a seguir:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \tag{16.1}$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \tag{16.2}$$

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \frac{P_2}{P_1}\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \tag{16.3}$$

4.1.2 Efeito da mudança de rotação nas curvas características

A simples observação dos grupos π_1, π_2 e π_3 mostra que, considerado um dado fluido e mantido o diâmetro do impelidor constante, existe uma proporcionalidade entre os valores de Q, H e Pot com rotação. Assim sendo, sempre que alteramos a rotação haverá em conseqüência alteração nas curvas características da bomba, sendo a correção para a nova rotação (N_2) feita através das seguintes proporções obtidas a partir dos grupos adimensionais levantados no item anterior:

1) A vazão é proporcional à rotação

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \tag{17}$$

2) O head ou carga da bomba varia com o quadrado da rotação

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \tag{18}$$

3) A potência absorvida varia com o cubo da rotação

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \tag{19}$$

Ou seja:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt[2]{\frac{H_2}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{Pot_2}{Pot_1}} \tag{20}$$

Desta forma, sempre que alteramos a rotação deve ser feita a correção das curvas características através das equações (17) a (20), também denominadas leis de semelhança, para a determinação do novo ponto de trabalho. É normal, inclusive, o fabricante fornecer as curvas para diferentes velocidades.

Na hipótese de possuirmos as curvas para uma rotação N_1 e desejarmos as curvas para uma nova rotação N_2, o procedimento deve ser o seguinte: para determinar a nova curva (H x Q), ler vários pontos (Q_1, H_1) na curva original e, através da aplicação das Eq. (18) e (19), obter os correspondentes valores de (Q_2, H_2). A plotagem destes pontos (Q_2, H_2), também chamados de pontos homólogos – visto terem sido obtidos a partir de pontos da curva original, através da aplicação das leis de semelhança – gerará a nova curva característica (H x Q) desejada.

Para determinar a nova curva (Pot x Q), ler vários pontos (Q_1, Pot_1) na curva original e, através da aplicação das Eq. (17) a (19), obter os correspondentes valores de (Q_2, Pot_2). A plotagem destes pontos (Q_2, Pot_2) gerará a nova curva (Pot x Q) desejada.

4.1.3 Efeito da variação do diâmetro do impelidor nas curvas características.

Neste ponto é importante distinguir dois casos em que há variação no diâmetro externo do impelidor. O primeiro caso refere-se a bombas geometricamente semelhantes, isto é, bombas cujas dimensões físicas guardam uma proporcionalidade constante. Neste caso, o diâmetro do impelidor pode ser tomado como dimensão representativa da bomba, conforme foi utilizado na determinação dos grupos adimensionais. Então, para bombas geometricamente semelhantes, a influência da variação do diâmetro externo do impelidor (D), nas curvas características, é obtida através dos grupos adimensionais π_1, π_2 e π_3 (Eq. 15,1; 15.2; 15.3) supondo um dado fluido e rotação constante.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \tag{21}$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \tag{22}$$

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{v1} \tag{23}$$

O segundo caso refere-se a bombas cuja única variação ocorre no diâmetro do impelidor, permanecendo as outras grandezas físicas constantes.

Este é o caso, por exemplo, de redução de diâmetro externo através de corte no impelidor. Neste caso, uma análise da equação de continuidade (Q = SV), torna-se necessária. Consideremos para este efeito um impelidor de bomba centrífuga com paredes laterais. A conclusão imediata é que a área circunferencial é

proporcional ao perímetro externo (πD) e, conseqüentemente, diretamente proporcional ao diâmetro externo do impelidor. Entretanto, esta área não representa a área efetiva de descarga.

Conforme sugerido por Karassik, (1960) se considerarmos o nosso impelidor como formado por uma série de canais de fluxo delimitados pela face superior de uma pá, pela face inferior da pá adjacente e pelas faces interiores das paredes laterais, ficará claro que a área efetiva de descarga é a área normal entre duas pás vezes o número de pás.

Na maioria dos impelidores, estas duas pás permanecem aproximadamente iguais para a faixa permissível de variação do diâmetro. Então, considerando a área constante, a vazão será função apenas da velocidade, sendo então influenciada diretamente pelo diâmetro do impelidor e não com o cubo do diâmetro como apresentado no grupo admissível π_1 na realidade compreende-se da própria análise que esta condição é aproximada havendo autores que sugerem que a variação da vazão com o diâmetro é redigida por QγD.

Esta conclusão é corrobada por testes experimentais e as equações válidas para fins práticos de correção das curvas características no segundo caso são:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right) \tag{24}$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \tag{25}$$

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \tag{26}$$

Cabe aqui ressaltar que comparando as equações conclui-se que a vazão, carga e potência variam com o diâmetro. Neste segundo caso, na mesma proporção que com a rotação. Assim sendo, o procedimento para levantamento das curvas

características para um novo diâmetro, em função das curvas características dadas pelo fabricante para o diâmetro original.

Outro ponto interessante de ressaltar é que este fato é devidamente explorado pelos fabricantes que, com um mesmo modelo, conseguem cobrir uma ampla faixa operacional através da variação do diâmetro externo do impelidor.

Deve-se, entretanto, considerar que existe uma faixa de diâmetro que uma determinada bomba pode possuir. Estes limites são devidos aos seguintes fatores:

- rotor máximo – limitado pelo tamanho da carcaça;
- rotor mínimo – limitado, por que menores valores diminuíram demasiadamente a eficiência da bomba, devido fundamentalmente ao aumento da reacirculação. Deverá haver, também, preocupação com possível alteração significativa no ângulo de saída (β_2).

O impelidor mínimo é de cerca de 80% do seu impelidor original. Este corte de 20% é aproximado, havendo impelidores que podem ser reduzidos em percentual maior, enquanto outros não permitem redução além de pequenas margens, sem sofrer os efeitos adversos. Na realidade, estes cortes são apenas permitidos nas bombas centrífugas radiais; nas bombas de fluxo misto e principalmente axial, a diminuição do diâmetro do impelidor pode alterar substancialmente o projeto inicial, devido a variações nos ângulos de projeto da pá.

4.2 TEOREMA DE BERNOULLI

As equações de Bernoulli são instrumentos úteis e poderosos porque relacionam as variações de pressão com as velocidades e as elevações ao longo de uma linha de corrente. Entretanto ela determina resultados corretos quando se aplica

a uma situação de escoamento onde todas as considerações são aplicadas. (FOX, 1998)

Segundo FOX, (1998), as considerações para se considerar a equação de Bernoulli são as seguintes.

. Regime permanente;

. Escoamento Reversível;

. Fluido incompressível;

Essas aplicações se aplicam de determinada maneira. Regime permanente é quando as propriedades em cada ponto não variam com o tempo, podendo variar de um ponto para o outro; escoamento reversível é quando não há atrito; já fluido incompressível quando não há variação de volume no sistema e a massa específica é uma constante.

O teorema de Bernoulli pode ser considerado como um caso particular do principio de conservação de energia. Considerando o volume de controle da Figura 15, temos:

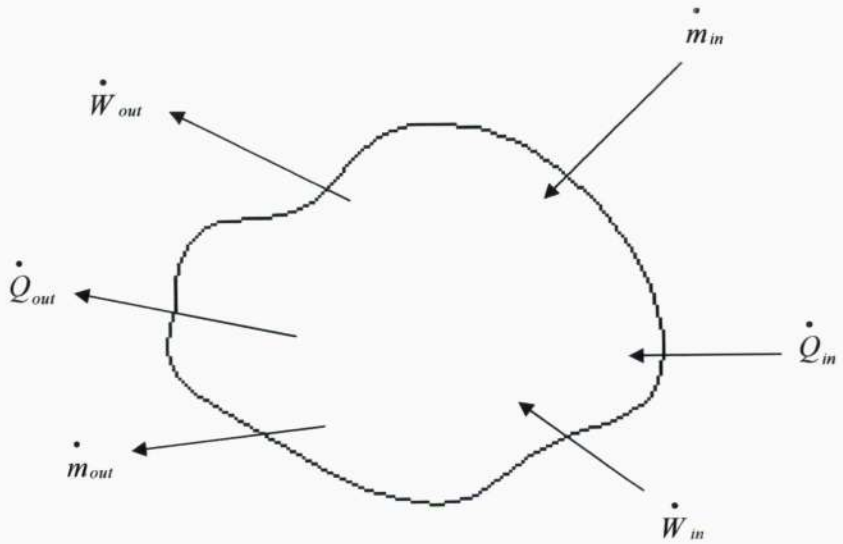


Figura 15: Balanço de energia em um volume de controle.

$$\frac{dE\vartheta_C}{dt} = \sum \dot{Q} - \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_{in}(h + e_x)_{in} - \sum \dot{m}_{out}(h + e_x)_{out} \tag{27}$$

Com isso:

$\frac{dE\vartheta_C}{dt}$ = Variação da energia do volume de controle na unidade de tempo.

$\sum \dot{Q}$ = Somatório do calor trocado pelo sistema por unidade de tempo, onde:

$\dot{Q}_{in}$ = É positivo (calor recebido no volume de controle).

$\dot{Q}_{out}$ = É negativo (calor cedido pelo volume de controle).

$\sum \dot{W}$ = Somatório do calor trocado por unidade de tempo, onde:

$\dot{W}_{in}$ = É negativo (trabalho realizado pelo fluido).

$\dot{W}_{out}$ = É positivo (trabalho realizado pelo fluido).

$\sum \dot{m}_{in}(h + e_x)_{in}$ = Somatório de todas as vazões mássicas entrando no sistema, multiplicado pelas correspondentes entalpias especifica e energia extrínseca especifica (e_x).

$\sum \dot{m}_{in}(h + e_x)_{out}$ = Somatório de todas as vazões mássicas para a saída do sistema, multiplicado pelas correspondentes entalpias especifica e energia extrínseca especifica (e_x).

Onde também podemos destacar:

h = Entalpia específica = $u + P\vartheta = u + \frac{P}{\rho}$;

e_x = Energia extrínseca específica = $Zg + \frac{V^2}{2}$;

u = Energia interna específica;

P = Pressão;

Z = Altura estática;

V = Velocidade;

ϑ_e = Volume específico;

Agora vamos levar em conta as considerações.

(1) Regime permanente:

$\frac{dE\vartheta_C}{dt} = 0$, então:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_{out}(h + e_x)_{out} - \sum \dot{m}_{in}(h + e_x)_{in} \tag{28}$$

Se tivermos apenas uma entrada e uma saída, então:

$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$, então a equação pode ser escrita da seguinte forma:

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \dot{m}\left[\left(h_{out} + e_{x_{out}}\right) - \left(h_{in} + e_{x_{in}}\right)\right] \tag{29}$$

Chamando a entrada de ponto 1, a saída de ponto 2 e dividindo pela massa (m), temos:

$$q - w = [h_2 - h_1] + [Z_2 g - Z_1 g] + \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right] \tag{30}$$

Sabendo que $dh = du + Pd\vartheta_e + \vartheta_e dP$; considerando que o sistema não troca trabalho, isto é, inexiste bomba ou turbina entre os pontos de entrada (ponto1) e de saída (ponto 2) do sistema, teremos:

W = 0

Agora levando em conta a segunda consideração:

(2) Escoamento reversível (sem atrito):

$$dq = du + Pd\vartheta_e$$

E ainda a ultima consideração:

(3) Fluido incompressível (Sem variação do volume):

$$d\vartheta_e = 0$$

Temos que $dh = du + \vartheta_e dP$

Aplicando as considerações acima obtemos o teorema de Bernoulli para massa específica, obtemos:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + Z_1 g = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + Z_2 g \qquad (31)$$

Multiplicando a equação acima de Bernoulli de massa específica pela gravidade, obteremos a equação de Bernoulli para peso específico, que pode ser determinado por:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \qquad (32)$$

4.3 PERDA DE CARGA (HT)

Perdas de cargas referem-se à energia perdida pela água no seu deslocamento por alguma tubulação. Essa perda de energia é provocada por atritos entre a água e as paredes da tubulação, devido à rugosidade da mesma. (FOX, 1998)

É representado pela equação de Bernoulli mais a perda de carga que representa a energia por unidade de peso perdida no trecho de tubulação e em seus acessórios.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V^2{}_1}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V^2{}_2}{2g} + Z_2 + H_T \qquad (33)$$

Sabendo que:

HT= Perda de carga total.

Portanto, a perda de carga total é considerada como a soma das perdas distribuídas, devidas aos efeitos de atrito no escoamento completamente desenvolvido em tubos de seção constante, com as perdas localizadas, devidas a entradas, acessórios, mudanças de área e outras.

São classificadas em 2 tipos: $\begin{cases} \textit{Perda de carga distribuída} \\ \textit{Perda de carga nos acessórios} \end{cases}$

- Perdas de carga distribuída: são aquelas relativas às perdas ao longo de uma tubulação, sendo função do comprimento, material e diâmetro.
- Perdas de carga nos acessórios: são aquelas proporcionadas por elementos que compõem a tubulação, exceto a tubulação propriamente dita. Portanto, são perdas de energia observadas em peças como, curvas de 90° ou 45°, registros, válvulas, luvas, reduções e ampliações.

4.3.1 Perda de carga distribuída (hl)

A perda de carga distribuída será expressa como a perda de pressão para escoamento completamente desenvolvido através de um tubo horizontal de área constante.

A perda de carga representa a energia mecânica convertida em energia térmica por efeitos de atrito. Logo, a perda de carga para escoamento completamente desenvolvido em tubos de área constante depende tão somente dos detalhes do escoamento através do conduto. A perda de carga é independente da orientação do tubo.

Para determinar à perda de carga distribuída em um escoamento completamente desenvolvido sob condições conhecidas, o número de Reynolds é o primeiro parâmetro a ser avaliado, e é determinado pela equação (34):

$$Red = \frac{\rho VD}{\mu} \tag{34}$$

A rugosidade é obtida da tabela (3), e assim para valores de Red, rugosidade (ε) e diâmetro (D) é determinado o fator de atrito (f) que é função do número de Reynolds e da rugosidade relativa como observado na equação abaixo. Com esses valores é determinado o fator de atrito no Ábaco de Moody (Anexo B) retirado do livro "Máquinas de Fluido" de Fox e Macdonald.

$$f = \phi\left(R_e, \frac{e}{D}\right) \tag{35}$$

Tabela (3): Valores da rugosidade (ε).

RUGOSIDADE (ε)		
Tubos	**Pés**	**Milímetros**
Aço rebitado	0,003-0,03	0,9-9
Concreto	0,001-0,01	0,3-3
Madeira	0,0006-0,003	0,2-3
Ferro fundido	0,00085	0,26
Ferro galvanizado	0,0005	0,15
Ferro fundido asfaltado	0,0004	0,12
Aço comercial	0,00015	0,046
Trefilado	0,000005	0,0015

Todos os valores da rugosidade são para tubos novos, em condições relativamente boas. Após longos períodos de serviço, a corrosão desenvolve-se e, particularmente em águas muito duras, formam-se nas paredes depósitos calcários e crostas de ferrugem. A corrosão pode fragilizar o tubo, eventualmente levando a falhas. A formação de depósitos aumenta a rugosidade apreciavelmente, além de diminuir o diâmetro efetivo. Esses fatores combinados aumentam a rugosidade relativa de duas a cinco vezes.

Finalmente, a perda de carga distribuída é determinada usando-se a equação (36); que será:

$$\mathrm{hl} = f\frac{\mathrm{L_e}}{\mathrm{D}}\frac{v^2}{2g} \qquad (36)$$

Onde:

hl = perda de carga distribuída

f= fator de atrito

$\mathrm{L_e}$ = comprimento equivalente de tubos retos.

D = diâmetro da tubulação

V = velocidade de escoamento

g = aceleração da gravidade

4.3.2 Perda de carga nos acessórios (hlm)

O escoamento em uma tubulação pode exigir a passagem do fluido através de uma variedade de acessórios, curvas ou mudanças súbitas de área. Perdas de carga adicionais são encontradas, sobretudo, como resultado da separação do escoamento. Essas perdas serão relativamente menores se o sistema incluir longos trechos de seção constante.

Ocorre quando o escoamento passa através de uma variedade de acessórios, curvas ou mudanças súbitas de área, e é determinada pela equação (37) que será:

$$hlm = k\frac{v^2}{2g} \tag{37}$$

Onde k é o coeficiente de perda e deve ser determinado experimentalmente para cada situação ou simplesmente retirado o seu valor em qualquer livro de bombas que fale em perdas de carga.

4.3.3 Perda de carga total (ht)

A perda de carga total, ht, é considerada como a soma das perdas distribuídas, hl, devidas aos efeitos de atrito no escoamento completamente desenvolvido em tubos de seção constante, com as perdas nos acessórios (ou localizadas) devidas a entradas, acessórios e mudanças de áreas. Assim a perda de carga total será representada pela equação (38) que representará:

$$ht = hl + hlm$$

$$ht = f\frac{L_e}{D}\frac{V^2}{2g} + k\frac{V^2}{2g} \tag{38}$$

Ou ainda representa-la pela equação de Bernoulli em líquidos reais:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V^2{}_1}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V^2{}_2}{2g} + Z_2 + \left(f\frac{L_e}{D}\frac{V^2}{2g} + k\frac{V^2}{2g}\right)$$

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O objetivo principal da bancada de bombas é o seu perfeito funcionamento e a demonstração do funcionamento de uma Bomba Centrífuga e como ela se comportará em uma bancada de teste de bombas.

5.1 DESCRIÇÃO DA MONTAGEM DA BANCADA DE BOMBAS

A montagem da Bancada de Teste de Bombas Centrífugas ocorrerá no Laboratório de Máquinas de Fluxo da Faculdade Redentor e, é composta basicamente, dos seguintes itens:

- 2 tanques de fibra de 310 litros.
- 4 manômetros com escala em mca.
- Célula de Carga de 25 kgf.
- Tubos em acrílico de diâmetro externo de 76,20 mm e diâmetro interno com 70,20 mm, com paredes de 3,0 mm de espessura.
- Placa de Orifício usada como medidor de vazão
- Bomba centrífuga ASM 32-160 de 1/2 cv de potência fabricada pela indústria FAL
- 2 curvas de 90°

Na Figura 16 podemos perceber como será montada a Bancada de Teste de Bombas Centrífugas com os seus acessórios mais importantes, onde podemos verificar que a placa de orifício será colocada após a parte de descarga da Bomba Centrífuga.

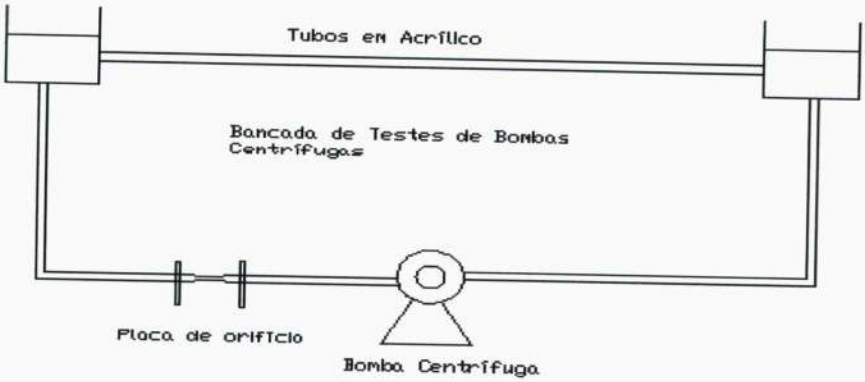


Figura 16: Visualização da Bancada de Teste

O funcionamento ocorrerá de modo que o fluido (água) será succionada de um tanque por uma bomba centrífuga de 1/2 cv de potência e levada a outro tanque localizado no mesmo nível, lembrando que a utilização de dois tanques diminuirá a turbulência do fluido no processo e não apenas um. Além disso, o uso de chicanas diminuirá esse excesso de turbulência, onde esse aumento da turbulência é causado pela redução do diâmetro na placa de orifício e com o uso de chicanas essa turbulência será diminuída.

Será utilizada uma placa de orifício com o meio principal de se medir a vazão volumétrica (Q), que será interposta na tubulação de acrílico, onde esses tubos usados são transparentes, parecidos com vidro, para uma melhor verificação de percurso do fluido e de seu desenvolvimento na placa de orifício e na própria Bomba Centrífuga.

A utilização de quatro manômetros que possuem uma escala de variação de 0 a 60 mca, fabricada pela Warne Brasil, com conectores de ½" BSP, permitirá um perfeito acoplamento dos manômetros nos tubos de acrílico, para que se possa verificar as pressões encontrada nos quatro principais pontos existentes da Bancada

de Bombas, por serem locais em que se encontre diferenças de pressões, que é na entrada e saída da placa de orifício e na parte de sucção e de descarga da Bomba Centrífuga.

5.2 CÁLCULO DE VAZÃO VOLUMÉTRICA EM PLACA DE ORIFÍCIO

A utilização da placa de orifício é um dos mais importantes e freqüentes medidores de vazão porque exploram os efeitos da variação de velocidade provocada por uma redução da seção de escoamento. (MARTINS, 1998).

Segundo Martins (1998), além da sua simplicidade, robustez e ausência de peças móveis, a placa tem a vantagem de ser normalizada, isto significa que não é necessário calibrar ou testar a medição com a placa. Basta calcular, construir e instalar com conformidade com as normas que a placa de orifício nos dará o resultado esperado.

A equação teórica da vazão volumétrica (Q) para placa de orifício pode ser deduzida a partir das leis de conservação de energia (equação de Benoulli) e da conservação de massa. Assumindo um fluido escoando em um conduto horizontal de área variável, a equação de Bernoulli considera duas seções, a de entrada e a de saída como mostra a Figura 17 e é representada por:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} = Cons\tan te \qquad (39)$$

E a conservação de massa pode ser escrita como:

$$Q_m = A_1.V_1.\rho_1 = A_2.V_2.\rho_2 = Cons\tan te \qquad (40)$$

Como dito anteriormente, o ponto um representa o ponto antes da placa de orifício, ou seja, a tubulação (D) enquanto o ponto dois representa o ponto do diâmetro do orifício (d) e podemos demonstrá-lo através da Figura 17.

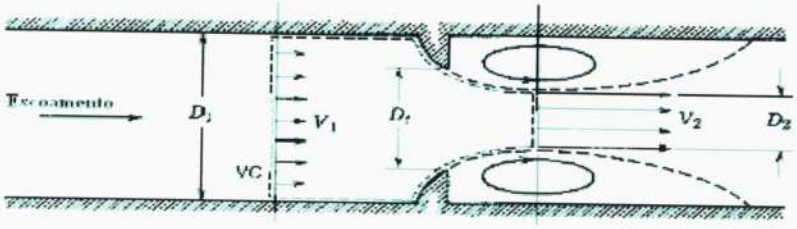


Figura 17: Representação do escoamento (FONTE: medidores de vazão, on line)

Através da Figura 17 podemos observar o escoamento e as velocidades e os diâmetros em uma placa de orifício.

Considerando-se o fluido como incompressível, tem-se que $\rho_1=\rho_2$ e as equações acima podem ser escrita como:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \tag{41}$$

E sabendo que:

$$V_1 = \frac{A_2}{A_1} V_2 \tag{42}$$

Substituindo a equação (42) na equação (41), obtemos:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} = \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right] . \frac{V_2^2}{2} \tag{43}$$

Colocando tudo em função de V_2 obtemos:

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho\left[1-\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} \tag{44}$$

Agora substituindo a equação (44) na equação (40), obtemos:

$$Q_m = A_2.V_2.\rho = A_2\sqrt{\frac{2\rho(P_1 - P_2)}{1-\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \tag{45}$$

Considerando o duto como circular, tem-se que:

$$A_1 = \pi\frac{D_1^{\,2}}{4} \tag{46}$$

E que:

$$A_2 = \pi\frac{d_2^{\,2}}{4} \tag{47}$$

Sabendo que:

D_1 = diâmetro da placa de orifício na parte de entrada;

d_2 = diâmetro do orifício;

A vazão foi dada em função da massa, e para obter a vazão volumétrica basta aplicar a equação:

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} \tag{48}$$

Substituindo a equação (45) na equação (48) obtemos a vazão volumétrica para placa de orifício:

- Cálculo da altura manométrica.

$P_2 = 52{,}3mca = 52{,}3.10^4 N/m^2$;

$P_1 = -0{,}3mca = -0{,}3.10^4 N/m^2$;

$$H = \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma};$$

$$H = \frac{\left[52{,}3.10^4 N/m^2 - \left(-0{,}3.10^4 N/m^2\right)\right]}{9810};$$

$$H = 53{,}61mca;$$

- Cálculo da Potência.

Como N= 3550 rpm, a velocidade angular fica.

$$w = \frac{2\pi.3550}{60};$$

$$w = 371{,}75rad/s;$$

A força medida é de 4,1kgf = 41N então;

$$P = T\ x\ w;$$

$$P = 41N.0{,}35m.371{,}75rad/s;$$

$P = 5{,}334KW$ ou $P = 7{,}52cv$

- Cálculo do rendimento.

Para o cálculo do rendimento devemos transformar a vazão que é dada em m^3/h e devemos transformar em m^3/s.

$$Q = 20{,}1m^3/h = 0{,}0055m^3/s;$$

Com a transformação da unidade de vazão, agora basta aplicar a equação para determinar a rendimento.

$$\eta = \frac{\gamma QH}{P};$$

$$\eta = \frac{9810N/m^3.0{,}0055m^3/s.53{,}61m}{5{,}334KW};$$

$$\eta = 54{,}22$$

.4º Ponto.

- Cálculo da altura manométrica.

$P_2 = 49{,}1mca = 49{,}1.10^4 N/m^2;$

$P_1 = -0{,}3mca = -0{,}3.10^4 N/m^2;$

$$H = \frac{\left[49{,}1.10^4 N/m^2 - \left(-0{,}3.10^4 N/m^2\right)\right]}{9810};$$

$$H = 50{,}66mca$$

- Cálculo da Potência.

Como N= 3542 rpm, a velocidade angular fica.

$$w = \frac{2\pi.3542}{60};$$

$$w = 370{,}91rad/s$$

A força medida é de 5,1kgf = 51N então;

$$P = T\ x\ w;$$

$P = 6{,}62KW$ Ou $P = 9cv$

- Cálculo do rendimento.

Para o cálculo do rendimento devemos transformar a vazão que é dada em m^3/h e devemos transformar em m^3/s.

$$Q = 27m^3/h = 0{,}0075m^3/s;$$

Com a transformação da unidade de vazão, agora basta aplicar a equação para determinar a rendimento.

$$\eta = \frac{\gamma QH}{P};$$

$$\eta = \frac{9810N/m^3.0{,}0075m^3/s.50{,}66m}{6{,}62KW};$$

$$\eta = 56{,}3$$

. 5º Ponto.

- Cálculo da altura manométrica.

$P_2 = 48mca = 48.10^4 N/m^2;$

$P_1 = -0{,}3mca = -0{,}3.10^4 N/m^2;$

$$H = \frac{\left[48.10^4 N/m^2 - \left(-0{,}3.10^4 N/m^2\right)\right]}{9810};$$

$$H = 49{,}23mca$$

- Cálculo da Potência.

Como N= 3532 rpm, a velocidade angular fica.

$$w = \frac{2\pi.3532}{60};$$

$$w = 369{,}87rad/s$$

A força medida é de 5,5kgf = 55N então;

$$P = T\ x\ w;$$

$$P = 7{,}12KW \text{ Ou } P = 9{,}68cv$$

- Cálculo do rendimento.

Para o cálculo do rendimento devemos transformar a vazão que é dada em m^3/h e devemos transformar em m^3/s.

$$Q = 31{,}9m^3/h = 0{,}0088m^3/s;$$

Com a transformação da unidade de vazão, agora basta aplicar a equação para determinar o rendimento.

$$\eta = \frac{\gamma QH}{P};$$

$$\eta = \frac{9810N/m^3.0{,}0088m^3/s.49{,}23m}{7{,}12KW};$$

$$\eta = 59{,}7$$

. 6º Ponto.

- Cálculo da altura manométrica.

$$P_2 = 41mca = 41.10^4 N/m^2;$$

$$P_1 = -0{,}4mca = -0{,}4.10^4 N/m^2;$$

$$H = \frac{\left[41.10^4 N/m^2 - \left(-0{,}4.10^4 N/m^2\right)\right]}{9810};$$

$$H = 42{,}2mca$$

- Cálculo da Potência.

Como N= 3557 rpm, a velocidade angular fica.

$$w = \frac{2\pi.3557}{60};$$

$$w = 372{,}5 rad/s$$

A força medida é de 5,9kgf = 59N então;

$$P = T\ x\ w;$$

$$P = 7{,}69KW \text{ Ou } P = 10{,}46cv$$

- Cálculo do rendimento.

Para o cálculo do rendimento devemos transformar a vazão que é dada em m^3/h e devemos transformar em m^3/s.

$$Q = 37{,}3m^3/h = 0{,}01m^3/s;$$

Com a transformação da unidade de vazão, agora basta aplicar a equação para determinar a rendimento.

$$\eta = \frac{\gamma QH}{P};$$

$$\eta = \frac{9810N/m^3.0{,}01m^3/s.42{,}2m}{7{,}69KW};$$

$$\eta = 53{,}82$$

$$Q = \frac{A}{\rho_{H_2o}\sqrt{1-\left(\frac{d}{D}\right)^4}} \cdot \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \qquad (49)$$

Onde:

A = Área do orifício;

ρ_{H_2o} = Massa específica da água;

d = Diâmetro do orifício;

D = Diâmetro do tubo;

P_1 = Pressão de entrada na placa de orifício, em (N/m^2);

P_2 = Pressão de saída na placa de orifício em (N/m^2);

5.3 MEDIÇÕES A SEREM REALIZADAS

A importância do Projeto Bancada de Testes de Bombas está na realização de medições. Inicialmente, antes de a Bomba Centrífuga ser colocada em funcionamento é preciso escovar a bomba, embora bombas centrífugas possam bombear fluídos em um nível inferior ao do seu local de sucção, necessitam de uma preparação para o seu funcionamento, na qual o ar ou gases contidos no interior e na tubulação de sucção são extraídos e substituídos pelo fluido a ser bombeado com a escova e a bomba é colocada em funcionamento e espera-se alguns minutos até que o sistema atinja o regime permanente. Com isso parte-se para o fechamento de forma lenta e gradual de uma válvula de restrição onde são feitos ou anotado seis valores de pressões em metros de coluna de água através de manômetros utilizados na sucção e descarga da bomba e também a obtenção das pressões nos

manômetros utilizados na placa de orifício para a obtenção das vazões decorrentes durante o funcionamento.

Com os dados obtidos são possíveis os cálculos das grandezas altura manométrica (H), potência (Pot), rendimento (η) e vazão (Q), esta última calculada através da medição da diferença de pressão na placa de orifício e através da equação (49). E assim podem-se traçar as curvas características.

5.4 CÁLCULO DA ALTURA MANOMÉTRICA (H)

Altura manométrica é definida como sendo a altura geométrica da instalação mais as perdas de carga ao longo da trajetória do fluxo, ou fisicamente dizendo é a quantidade de energia hidráulica que a bomba deverá fornecer a água, para que a mesma seja recalcada a certa altura, vencendo inclusive as perdas de carga (MATTOS, 1998).

Para o cálculo da altura manométrica da Bancada de Teste de Bombas sabemos que é representada pela equação (8) e é dada por:

$$H = hd - hs$$

A altura manométrica pode ser estabelecida através da altura manométrica de descarga menos a altura manométrica de sucção e pode ser estabelecido por uma nova equação que será:

$$H = \left(\frac{Pd}{\gamma} + \frac{V^2 d}{2g} + Zd\right) + \left(\frac{Ps}{\gamma} + \frac{V^2 s}{2g} + Zs\right)$$

Simplificando, obteremos:

$$H = \left(\frac{Pd - Ps}{\gamma}\right) + \left(\frac{V^2 d - V^2 s}{2g}\right) + (Zd - Zs)$$

No entanto, a velocidade de descarga é igual de sucção (V_d=V_s) e as tubulações se encontram na mesma altura estática (Z_d=Z_s), e com isso podemos estabelecer que a equação (50) estabelecendo uma nova equação para a altura manométrica, que será representada por:

$$H = \left(\frac{Pd - Ps}{\gamma} \right) \tag{50}$$

Através de medições realizadas através de manômetros na sucção e na descarga da bomba centrífuga, pode ser determinado o valor da pressão de descarga e da pressão de sucção que são dados em mca. A diferença da altura manométrica de descarga e de sucção e facilmente determinada, faltando apenas à determinação de γ, mas como $\gamma = \rho . g$ e o fluido utilizado é água, este valor é facilmente determinado uma vez que ρ = 100 kg/m³ e g = 9,81 m/s² obtemos o valor de 9810 N/m^3 para o peso específico.

Através desses valores determinados pode-se calcular a altura manométrica e a determinação da sua curva característica.

5.5 CÁLCULO DA POTÊNCIA (P) DO MOTOR ELÉTRICO

Outro cálculo importante e que poderá ser feito através de dados da Bancada de Teste é o que determina a potência do motor elétrico que acionará a Bomba centrífuga.

Como sabemos a potência é:

$$P = T \; x \; W \tag{51}$$

Onde:

P = potência em watts;

T = Torque em N.m;

W = velocidade angular em rad/s;

Para cálculo do Torque utilizaremos uma célula de carga de 25Kgf semelhante ao utilizado na Figura 14 para obtenção da força e assim o torque será determinado pela equação (52) que será:

$$T = F \; x \; r \tag{52}$$

Com a utilização de um tacômetro Figura (18), instrumento utilizado para medir a rotação em rpm (rotação por minuto) poderá ser calculado a velocidade angular.

Figura 18: Tacômetro utilizado para medir rotação

No entanto a velocidade angular (w) deve ser dada em rad/s e o tacômetro registra a rotação (N) em rpm. Para isso sabemos que 1 rot = 2π rad e a velocidade angular pode ser representada como:

$$W = \frac{N \; x \; 2\pi}{60} \tag{53}$$

Através dos dados obtidos nas equações (52) e (53) podemos determinar a potência do motor elétrico representado pela equação (51) e assim possuir o dimensionamento do motor que acionará a bomba centrífuga.

5.6 CÁLCULO DO RENDIMENTO (η)

O cálculo do rendimento (η) se torna de fácil utilização uma vez que se tenha posse de dados calculados anteriormente como vazão (Q), a carga (H) e também a potência absorvida (Pot_{abs}) pode-se calcular o valor do rendimento como mostrado anteriormente na equação (7).

$$\eta = \frac{\gamma Q H}{Pot}$$

Outro método bastante empregado é aquele em que o rendimento expressa a energia que cedida ao sistema pela energia que é absorvida, ou seja, pode ser expressa como:

$$\eta = \frac{Pot.\,cedida}{Pot.\,absorvida}$$

5.7 NPSH (NET POSITIVE SUCCION HEAD)

O NPSH ou altura líquida positiva de sucção é definido como a diferença entre a pressão absoluta de estagnação no escoamento, na aspiração da bomba e a pressão de vapor do líquido, expressa em altura de líquido em escoamento (MACINTEGRE, 1997).

Geralmente e encontrado em NPSH requerido e NPSH disponível como veremos a seguir:

5.7.1 NPSH Requerido

O NPSH requerido ou a altura líquida positiva de sucção requerida é a carga líquida requerida pela bomba para promover a sucção e suprimir a cavitação que é um fenômeno que acontece sempre que a pressão estática local cair abaixo da pressão do vapor do líquido, onde o líquido pode vaporizar-se formando uma cavidade de vapor, provocando estragos na bomba, principalmente no rotor e palhetas e geralmente é identificado por ruídos e vibrações causando danos importantes na bomba centrífuga.

Através de dados podemos verificar que o NPSH requerido pode ser expresso de acordo com a equação (54):

$$NPSH_r = hfi + \frac{V_1}{2g} + \frac{Vr_1^2}{2g} \qquad (54)$$

Onde temos:

hfi = Perda de carga entre o flange de sucção e o olho do impelidor;

vi = Velocidade absoluta no olho impelidor;

vri = Velocidade rotativa no olho do impelidor;

g = Aceleração da gravidade;

Outra maneira prática e rápida de se determinar o valor do NPSH requerido e através da curva NPSHr *versus* vazão onde normalmente esta curva é fornecida pelo fabricante para cada uma das bombas de sua linha de fabricação e através do valor da vazão volumétrica (Q), conforme ilustrado na figura (15)

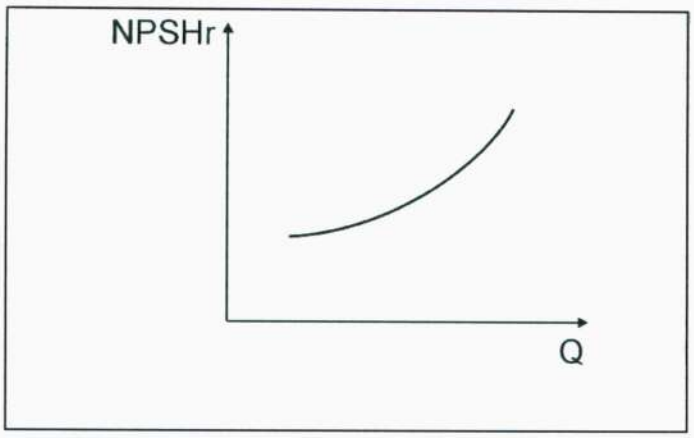


Figura 19: Curva NPSHr versus Vazão (Q)

5.7.2 NPSH disponível

O NPSH disponível ou a altura líquida positiva de sucção disponível é a carga energética líquida e disponível na instalação para permitir a sucção do fluido. Com isso o NPSH disponível pode ser calculado por:

$$NPSHd = hs + \frac{Pa - Pv}{\gamma} \tag{55}$$

Assim:

hs = Altura manométrica de sucção;

Pa = Pressão atmosférica local;

Pv = Pressão de vapor na temperatura de bombeamento;

γ = Peso específico na temperatura de bombeamento;

ou

$$NPSHd = \frac{Ps}{\gamma} \pm Zs + \frac{Pa - Pv}{\gamma} - hfs$$

Onde:

hfs = Perdas na linha de sucção;

Ps = Pressão de sucção;

Zs = Altura estática de sucção;

O NPSHd na entrada da bomba deve ser maior do que o NPSHr para suprir a cavitação. Resta então definir esta margem de segurança.

De um modo geral, a margem usada na prática é de 2ft (0,6m) de líquido, então.

$$NPSHd \geq NPSHr + 0{,}6m \text{ de líquido}$$

5.8 DETERMINAÇÃO DE CÁLCULOS

A tabela (4) mostra os dados obtidos em um teste do modelo **ASM 32 – 160**, realizado pela fabrica *FAL*, a modo de comparação e para realização de cálculos para determinação da característica do equipamento testado. Pressões de descarga e de sucção serão determinadas por manômetros com medidores em mca, a carga medida com uma célula de carga com capacidade de **25kgf**, e a rotação medida com tacômetros. Observe que estaremos determinando rotações que oscilam perto de 3500 rpm, porém, através dos cálculos dos pontos homólogos deveremos determinar o gráfico supracitado para uma rotação de 3500 rpm. O braço da alavanca é igual a **35,0cm.**

Tabela (4): Dados obtidos em um teste de modelo ASM 32 – 160.

	Pressão de	Pressão de	Rotação	Carga	Vazão
Pontos	mca	mca	rpm	kgf	m^3/h
1	59,3	-0,3	3540,0	3,1	6,5
2	56,0	-0,3	3552,0	3,8	12,3
3	52,3	-0,3	3550.0	4,1	20,1
4	49,1	-0,3	3542,0	5,1	27,0
5	48,0	-0,3	3532,0	5,5	31,9
6	41,0	-0,4	3557,0	5,9	37,3

A determinação dos cálculos ocorre da seguinte maneira. Determinasse a altura manométrica, a potência e o rendimento em cada ponto. E utilizando as equações (8) para altura manométrica, equação (50) para a potência de acionamento do motor e a equação (7) para o rendimento obtemos os cálculos (Anexo E) para a determinação das curvas características e assim demonstrar de forma correta o verdadeiro método de execução dos dados.

Através dos dados fornecidos pela Tabela (4) que representa os dados obtidos de um teste de modelo da Bomba Centrífuga ASM 32-160 e dos cálculos executados nos seis pontos registrados nos teste, obtemos os valores que serão representados pela Tabela (5).

Tabela (5): Dados calculados.

	Altura	**Potência**	**Rendimento**
Pontos	**mca**	**CV**	**%**
1	**60,75**	**5,47**	**26,67**
2	**57,4**	**6,73**	**38,7**
3	**53,61**	**7,52**	**54,22**
4	**50,66**	**9,0**	**56,3**
5	**49,23**	**9,68**	**59,7**
6	**42,2**	**10,46**	**53,82**

- Então poderemos determinar a correspondência entre os valores de Q e H.

Q1 = 0 → H1 = H estático

Q2 < Q3 → H2 = H estático + (h_{f2} para vazão Q2)

Q3 < Q4 → H3 = H estático + (h_{f3} para vazão Q3)

Q4 = vazão pretendida para operação → H4 = H estático + (h_{f4} para vazão Q4)

Q5 > Q4 → H5 = H estático + (h_{f5} para vazão Q5)

Q6. > Q5 → H6 = H estático + (h_{f6} para vazão Q6)

- De posse dos pares de valores (Q, H) resta-nos apenas locar os pontos e constituir uma curva que apresenta uma forma semelhante à da Figura 20.

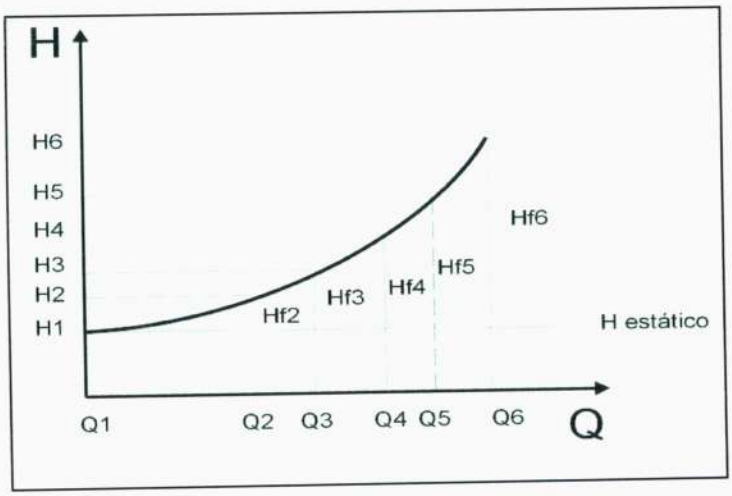


Figura 20: Curva do Sistema

Portanto, de posse de seis valores de vazão (medidos durante o teste) e os correspondentes valores de H, Pot e η (calculados) podemos traçar as curvas características.

5.9.1 Tipos de curvas

5.9.1.1 Curva inclinada (Rising)

Nesta curva a carga aumenta continuamente com a diminuição da vazão Figura 21.

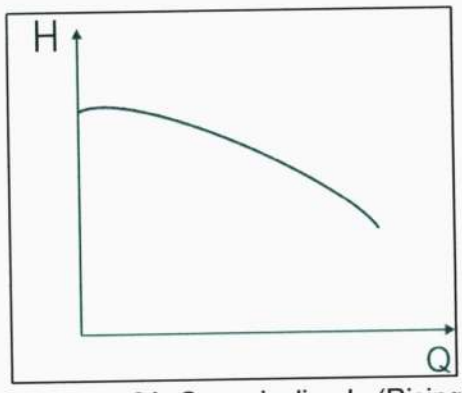


Figura 21: Curva inclinada (Rising)

5.9.1.2 Curva ascendente / descendente (Drooping)

Nesta curva a carga na vazão zero é menor que a desenvolvida para outras vazões Figura 22.

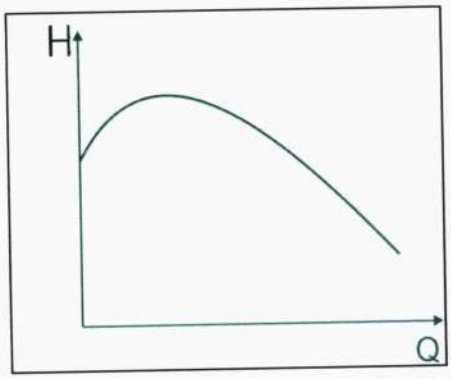


Figura 22: Curva ascendente / descendente (Drooping)

5.9.1.3 Curva Altamente descendente (Steep)

É uma curva inclinada em que existe uma grande diferença entre a carga desenvolvida na vazão zero (shutolf) e a desenvolvida na vazão do projeto Figura (23).

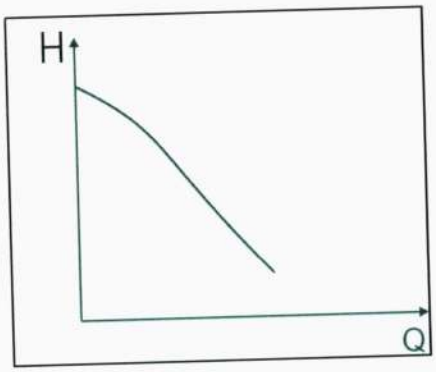


Figura 23: Curva altamente descendente

5.9.1.4 Curva Plana (flat)

Nesta curva a carga varia muito pouco com a vazão, desde o shutoff (vazão zero) até o ponto de projeto Figura 24.

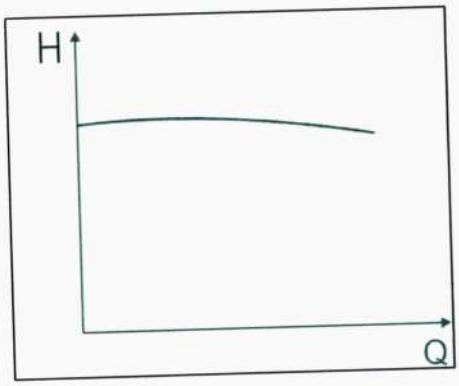


Figura 24: Curva Plana

6 CONCLUSÃO

Este trabalho envolveu as disciplinas Mecânicas dos Fluidos I e II e Máquinas de Fluxo, fornecendo à oportunidade de unir a teoria e a prática e colocar tudo aquilo que foi aprendido durante o curso de Engenharia Mecânica.

É importante destacar o apoio da Sociedade Universitária Redentor, Faculdade Redentor e da Fal Bombas Hidráulicas LTDA para o apoio e o suporte dado durante o desenvolvimento desse trabalho acadêmico.

Como destacado durante o desenvolvimento do relatório, a Bancada de Testes de Bombas Centrífugas se torna uma maneira fácil e eficiente de se verificar as reais características das bombas centrífugas, através de suas curvas características e da demonstração de equipamentos utilizados para a montagem e para a realização de cálculos através de dados obtidos da bancada.

Através do conteúdo do relatório, conclui-se que o relatório atingiu as expectativas almejadas.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Dando prosseguimento ao trabalho realizado, o trabalho terá continuidade pelo aluno Igor de Souza Tostes do 3º período do curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Com relação ao trabalho futuro, o projeto terá sua montagem completa no laboratório de Máquinas de Fluxo da Faculdade Redentor, assim como um relatório dos métodos utilizados para essa montagem.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

FOX, R.W.; MACDONALD, A.T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. LTC, 2001

JUNIOR, I. da S.R. **Instrumentação e controle de uma bancada de ensaios de bombas hidráulicas**. Monografia. Nova Friburgo 2004.

LIMA, E.P.C. **Mecânica das Bombas**. 2ª ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2003.

MACINTEGRE, A.J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 1997

MARTINS, N. **Manual de Medição de Vazão: Através de placas de orifício,bocais e venturis.** 1ª ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.

MATTOS, E.E. de; FALCO, R. de. **Bombas industriais.** 2ª ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.

NORTON, R.L. **Projeto de Máquinas**: uma abordagem integrada. 2ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

PROVENZA, F. **Projetista de Máquinas**. 71ª ed. Editora F. Provenza.

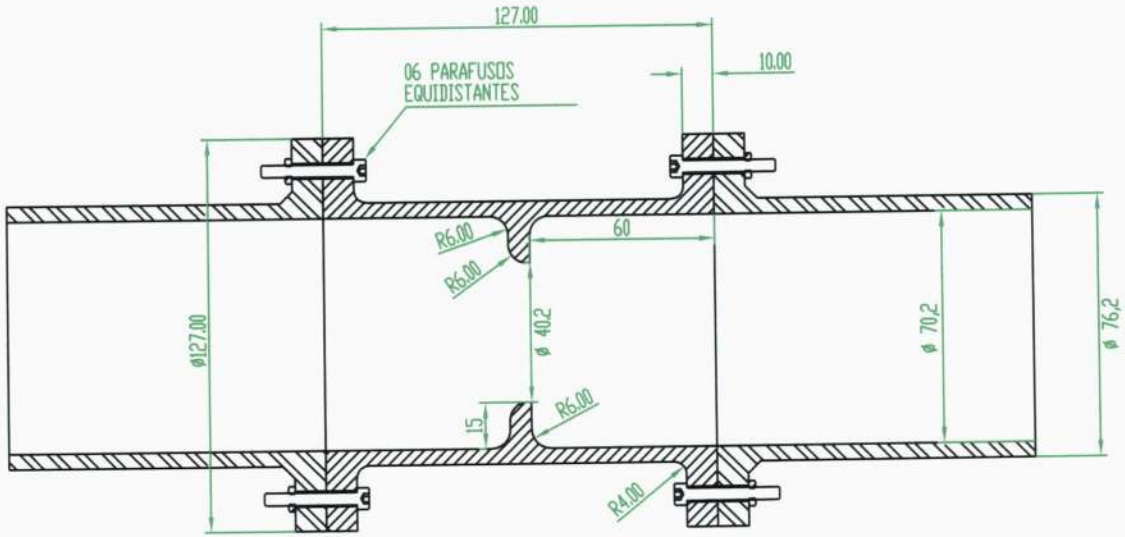
TELLES, P.S. **Tubulações industriais**. 10ª ed. Rio de Janeiro: 2001

FACULDADE REDENTOR

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONSTRUÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE TESTES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

ANEXO A – DESENHOS TÉCNICOS DO PROJETO



CORTE A-A

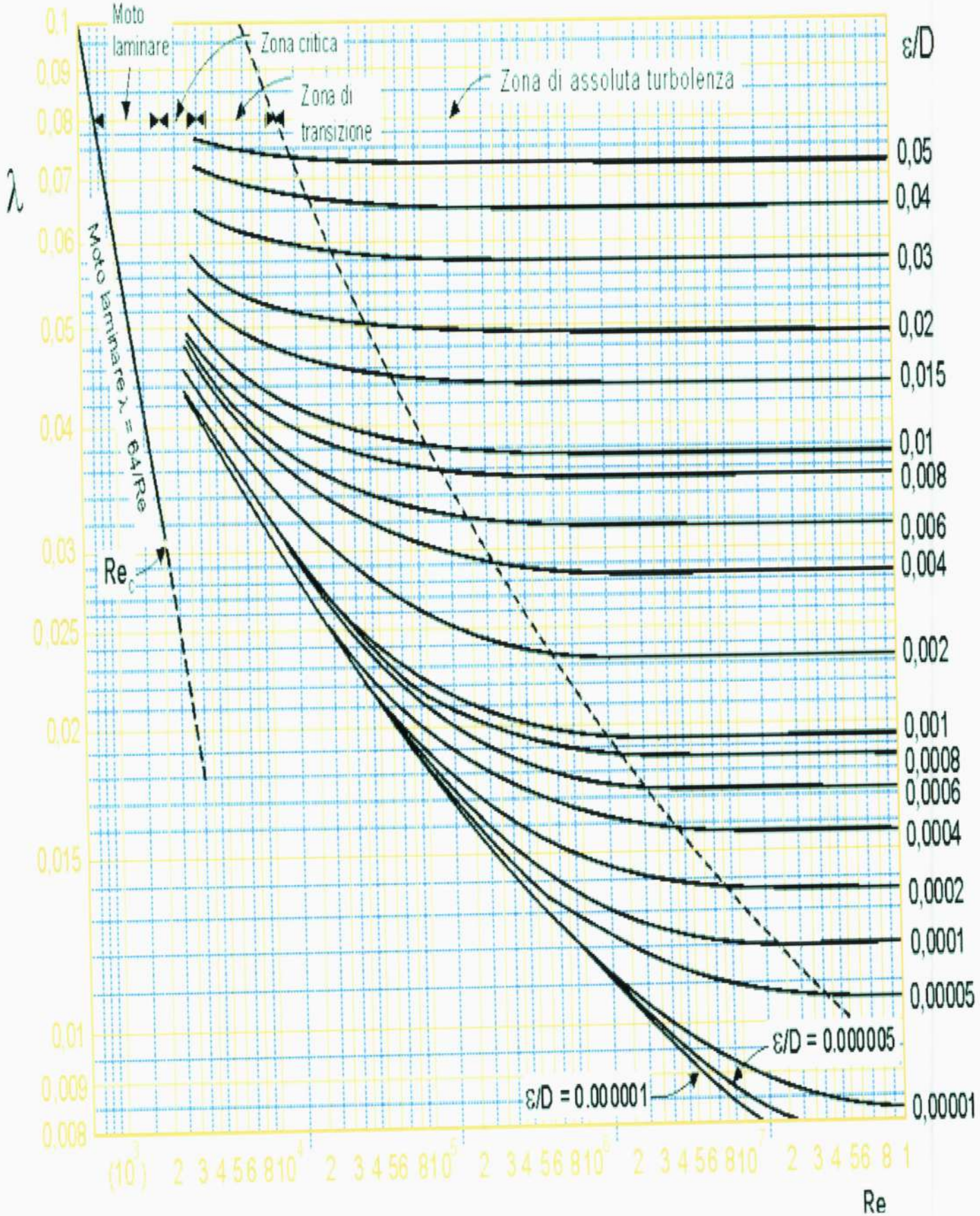
PLACA DE ORIFÍCIO PROJETO FINAL	ESCALA 1 : 2
DATA: 10/07/07 NOME: OSMAR PAIXÃO SOUSA NETO	

FACULDADE REDENTOR

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONSTRUÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE TESTES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

ANEXO B – ÀBACO DE MOODY


Moto laminare
Zona critica
Zona di transizione
Zona di assoluta turbolenza
ε/D
λ
Moto laminare λ = 64/Re
Re_c
0,05
0,04
0,03
0,02
0,015
0,01
0,008
0,006
0,004
0,002
0,001
0,0008
0,0006
0,0004
0,0002
0,0001
0,00005
0,00001
ε/D = 0.000005
ε/D = 0.000001
0,1
0,09
0,08
0,07
0,06
0,05
0,04
0,03
0,025
0,02
0,015
0,01
0,009
0,008
Re

FACULDADE REDENTOR

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONSTRUÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE TESTES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

ANEXO C – DETALHAMENTO FINANCEIRO DO PROJETO

A tabela (6) fornece uma aproximação dos valores gastos para a compra de materiais para o Projeto de construção e instrumentação de uma bancada de testes de bombas centrífugas a ser montada no laboratório de Máquinas de Fluxo na Faculdade Redentor.

Tabela 6: Detalhamento Financeiro.

Materiais	Custos (R$)
4,7 m de tubos de acrílico	949,00
4 manômetros de escala em mca.	676,00
2 caixas de fibra de 310 litros	220,00
Tacômetro de contato	420,00
Tarugo de Nylon para construção da placa de orifício	340,00
Total:	2605,00

FACULDADE REDENTOR

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONSTRUÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE TESTES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

ANEXO D – CÁLCULOS PARA QUANTIDADES DE PARAFUSOS DO FLANGE DA PLACA DE ORIFÍCIO

Para determinação do projeto, foi especificada que a bancada de testes sofreria uma pressão atmosférica de 6 atm, que transformando equivale a 0,60795 MPA.

No dimensionamento do flange foi determinado que o flange contivesse 5" (ou 127mm) de diâmetro, enquanto que a tubulação de acrílico utilizada possui 76,2mm de diâmetro externo e 70,2mm de diâmetro interno. Com isso calculamos a área que será utilizada para a implementação do parafuso.

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi\left[(127mm)^2 - (76{,}2mm)^2\right]}{4} \tag{56}$$

$$A = 8{,}1.10^3\, mm^2$$

Através do cálculo da área, podemos calcular a força de vedação que atuará no parafuso, que será determinado pela equação:

$$F_V = P.A$$

$$F_V = 0{,}60795 \frac{N}{mm^2} 8{,}1.10^3\, mm^2 \tag{57}$$

$$F_V = 4{,}92KN$$

Para a vedação, a força mínima calculada foi de 4,92KN, mas por razões de segurança adotaremos uma margem de segurança de 40%, onde calculamos a força de vedação.

$$Fv = F.\eta$$

$$Fv = 4{,}92Kn.1{,}4 \tag{58}$$

$$Fv = 6{,}88KN$$

Para a construção da placa de orifício, usaremos como material o tecnil, que é composto de Nylon e possui uma σ = 55,2 MPA.

Para uma melhor vedação utilizaremos um parafuso 3'/16, onde através de dados retirados do livro Projetos de Máquinas, possui um AT = 25mm^2 (área de tração).

Iremos calcular a força máxima admissível no parafuso, ou seja:

$$Fp = \sigma.AT$$

$$Fp = 55{,}2\frac{N}{mm^2}.25mm^2 \tag{59}$$

$$Fp = 1{,}38KN$$

Outro procedimento utilizado é o cálculo da força inicial, que através do livro Projetos de Máquinas de Robert L. Norton que nos ajudará a obter essa equação que será:

$$Fi = 0{,}9Fp$$

$$Fi = 0{,}9.1{,}38KN \tag{60}$$

$$Fi = 1{,}242KN$$

Através desses dados chegamos ao cálculo do número de parafusos para o flange da placa de orifício, que também é obtido de dados do livro Projeto de Máquinas de Robert L. Norton e que será:

$$Np = \frac{F}{9(Fp - Fi)}$$

$$Np = \frac{6{,}88KN}{9(1{,}38KN - 1{,}242KN)} \tag{61}$$

$Np = 5{,}5$ parafusos

Para questão de simetria e para uma melhor vedação utilizaremos um número total de 6 parafusos no flange da placa de orifício.

FACULDADE REDENTOR

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONSTRUÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA DE TESTES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

ANEXO E – DETERMINAÇÃO DE CÁLCULOS

.**1º Ponto**:

- Cálculo da altura manométrica.

Devemos transformar a pressão de mca para N/m^2.

$P_2 = 59mca = 59.10^4 N/m^2$

$P_1 = -0{,}3mca = -0{,}3.10^4 N/m^2$

$$H = \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} + \frac{(V_2 - V_1)^2}{2g} + (z_2 - z_1)$$

Como a velocidade de entrada do fluido na bomba é a mesma de saída $V_1 = V_2$ e a bomba se encontra na mesma altura estática $Z_1 = Z_2$, a equação (8) fica.

$$H = \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma};$$

O fluido utilizado é a água e possui $\gamma = 9810 N/m^3$ então;

$$H = \frac{\left[59{,}3.10^4 N/m^2 - \left(-0{,}3.10^4 N/m^2\right)\right]}{9810};$$

$$H = 60{,}75mca$$

- Cálculo da potência que aciona o motor:

A velocidade angular é dada em rpm e devemos transformar em rad/s, com isso devemos transformar através da equação (53).

$$W = \frac{2\pi.N}{60};$$

Como a velocidade angular medida em um tacômetro de contato é de N=3540 rpm, então a transformação fica.

$$w = 370{,}7 rad/s$$

A força medida em uma célula de carga foi de 3,1kgf e transformada fica igual a 31N. Agora basta calcular a potência através da equação (50), sabendo que o braço da alavanca é de 35 cm= 0,35m.

$$P = T\ x\ w;$$

$$P = 31N.0{,}35m.370{,}4rad/s;$$

$$P = 4{,}022KW \quad \text{Ou,} \quad P = 5{,}47cv$$

- Cálculo do rendimento.

Para o cálculo da eficiência devemos transformar a vazão que é dada em m^3/h e devemos transformar em m^3/s.

$$Q = 6{,}5m^3/h = 0{,}0018m^3/s$$

Com a transformação da unidade de vazão, agora basta aplicar a equação (7) para determinar o rendimento.

$$\eta = \frac{\gamma QH}{P};$$

$$\eta = \frac{9810N/m^3.0{,}0018m^3/s.60{,}75m}{4022W};$$

$$\eta = 26{,}67$$

. 2º Ponto.

Agora basta efetuar os mesmos procedimentos para realizar os cálculos.

- Cálculo da altura manométrica.

$$P_2 = 56mca = 56.10^4 N/m^2;$$

$$P_1 = -0{,}3mca = -0{,}3.10^4 N/m^2;$$

$$H = \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma};$$

$$H = \frac{\left[56{,}0.10^4 N/m^2 - \left(-0{,}3.10^4 N/m^2\right)\right]}{9810};$$

$$H = 57{,}4mca;$$

- Cálculo da potência.

Como N= 3552 rpm, a velocidade angular fica.

$$w = \frac{2\pi.3552}{60};$$

$$w = 371{,}96rad/s$$

A força medida é de 3,8kgf = 38N então;

$$P = T\ x\ w;$$

$$P = 38N.0{,}35m.371{,}96rad/s;$$

$$P = 4{,}947KW \text{ Ou } P = 6{,}73cv$$

- Cálculo do rendimento.

Para o cálculo do rendimento devemos transformar a vazão que é dada em m^3/h e devemos transformar em m^3/s.

$$Q = 12{,}3m^3/h = 0{,}0034m^3/s;$$

Com a transformação da unidade de vazão, agora basta aplicar a equação para determinar a rendimento.

$$\eta = \frac{\gamma QH}{P};$$

$$\eta = \frac{9810N/m^3.0{,}0034m^3/s.57{,}4m}{4{,}947KW};$$

$$\eta = 38{,}7$$

.3º Ponto.