

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA**

**ÁREA DE CONCENTRAÇÃO
SISTEMAS DE PROCESSOS QUÍMICOS E INFORMÁTICA**

**DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DA CURVA DO SISTEMA E DA POTÊNCIA
CONSUMIDA EM UNIDADE DE BOMBEAMENTO ALIMENTANDO DOIS
TANQUES EM DESNÍVEL COM FLUIDOS DIFERENTES**

Autor : Flavio Nelson Pereira
Orientador : Prof. Dr. Elias Basile Tambourgi

Dissertação de Mestrado
apresentada à Faculdade de Engenharia
Química, como parte dos requisitos
exigidos para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia Química.

Campinas – São Paulo
Dezembro, 2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -
UNICAMP

P414d	<p>Pereira, Flavio Nelson Determinação experimental da curva do sistema e da potência consumida em unidade de bombeamento alimentando dois tanques em desnível com fluidos diferentes / Flavio Nelson Pereira. --Campinas, SP: [s.n.], 2011.</p> <p>Orientador: Elias Basile Tambourgi. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.</p> <p>1. Tanques de armazenamento. 2. Bombas hidráulicas. I. Tambourgi, Elias Basile. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.</p>
-------	---

Título em Inglês: Experimental determination of the curve of the system and power consumed in pumping unit feeding two tanks in different fluids with gap

Palavras-chave em Inglês: Storage tanks, Hydraulic pumps

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática

Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora: Deovaldo de Moraes Junior, Elizabete Jordão

Data da defesa: 12-12-2011

Programa de Pós Graduação: Engenharia Química

Dissertação de Mestrado , defendida por Flavio Nelson Pereira, em 12 de dezembro 2011 ,
e aprovada pela banca examinadora:



Dr. Elias Basile Tambourgi – orientador



Dra. Elizabete Jordão



Dr. Deovaldo de Moraes Junior

Esta versão corresponde a final da Dissertação de Mestrado , defendida por Flavio Nelson Pereira em 12 de dezembro de 2011.

A handwritten signature in black ink, consisting of several loops and a final horizontal stroke, positioned above the name of the supervisor.

Prof Dr Elias Basile Tambourgi – orientador

AGRADECIMENTOS

Agradeço

Ao Prof. Dr. Elias Basile Tambourgi, pela orientação, suporte técnico, incentivo, motivação, confiança, amizade e mais de 30 anos de coleguismo. Exemplo de ser humano, com seu espírito alegre ajuda e contagia as pessoas ao seu redor, que Deus continue a iluminar seu caminho.

Ao Prof. Dr. Deovaldo de Moraes Júnior, pela co-orientação, dedicação, paciência, incentivo e exemplo de profissional que tive a felicidade de conhecer na Universidade e durante estes últimos 15 anos, além de me brindar com sua amizade tem sido meu professor entusiasta na transmissão dos conhecimentos de engenharia.

À minha esposa Maria Isabel de Braga e Silva, pelo apoio em minhas tomadas de decisões, pela paciência e por acordar às quatro horas da manhã para me levar à rodoviária para que eu pudesse vir de Santos a Campinas cumprir os créditos deste mestrado, sei como isso foi difícil. Aos meus filhos Laís Fernanda Silva Pereira e Thales Luís Silva Pereira, motivos principais de meus esforços e meu desejo de me transformar em uma pessoa melhor a cada dia. Ao meu irmão Milton Pereira pela companhia nas idas e vindas de Campinas.

Aos técnicos Gilmar Alcântara, Volnei de Lemos e Irineu Penha da Ressurreição pela atenção, empenho e ajuda na montagem do experimento. Aos estagiários do laboratório de Operações Unitárias Luiz Eduardo Ferreira Fernandes e Aline Bleck Louzano pela ajuda na coleta de dados.

À Universidade Santa Cecília na pessoa do coordenador do curso de engenharia química Prof. Dr. Luiz Renato Lia, primeiramente por me convidar e apresentar o meio acadêmico, e por fim incentivar e ceder o laboratório de Operações Unitárias para que o experimento pudesse ser realizado.

“Junto à minha rua havia um bosque
Que um muro alto proibia
Lá todo balão caía, toda maçã nascia
E o dono do bosque nem via”

(Chico Buarque)

Um espírito claro e aberto para a
apreensão da ciência é um supremo bem que
Deus confia a certos homens a fim de que
Eles o empreguem em favor dos mais humildes.

(Dr. Adolfo B. de Menezes)

Sumário

Resumo	VI
Abstract	VII
Lista de figuras	VIII
Lista de tabelas	XI
Capítulo 1 – Introdução	2
1.1- Generalidades	2
1.2- Objetivo	2
Capítulo 2 - Revisão bibliográfica	4
2.1-Balanço de energia mecânica	4
2.2- Perda de carga no escoamento de fluidos incompressíveis	6
2.2.1- Fator de atrito f de Darcy	7
2.2.2- Perdas em acessórios de tubulação	9
2.3- Bombas centrífugas	11
2.3.1- Definições dos termos usados em bombeamento	11
2.3.1.1- Altura manométrica total (AMT) ou “head” da bomba	12
2.3.1.2- Curva característica da bomba	13
2.3.1.3- NPSH disponível – $(NPSH)_D$, carga positiva de sucção	15
2.3.1.4- NPSH requerido – $(NPSH)_R$	16
2.3.2- Curvas do sistema	16
2.3.3- Ponto de operação	17
2.3.4- Curvas de sistemas ramificados	18
2.4 - Influência da viscosidade	20
2.5- Influência do peso específico ($\gamma = \rho g$)	23
2.6 - Potência de motores	23

2.7 - Desgaste da bomba devido ao tempo em operação	24
2.8- Lei da similaridade	25
Capítulo 3 - Materiais e métodos	27
3.1- Curva teórica da bomba	27
3.2- Curva experimental de bomba	27
3.3- Unidade experimental	27
3.4- Determinação do ponto de operação teórico	32
3.5- Determinação do ponto de operação experimental	33
Capítulo 4- Resultados e discussões	35
4.1 – Resultados teóricos	35
4.1.1 – Curva teórica da bomba	35
4.1.2 – Curva teórica do sistema	37
4.2 – Resultados experimentais	43
4.2.1 – Experimento realizado com água	44
4.2.2 – Determinação da potência consumida (água)	52
4.2.3 – Experimento realizado com solução de açúcar a 20%	53
4.2.4 – Determinação da potência consumida (solução de açúcar)	62
Capítulo 5 - Conclusões e Sugestões	65
Referências bibliográficas	68
Apêndice	71

RESUMO

A bomba centrífuga é uma máquina dinâmica que só pode trabalhar nos pontos de sua curva. Conseqüentemente, a soma das resistências da tubulação e seus componentes durante a operação deve se situar exatamente na sua curva ou curva da bomba. A literatura para a seleção e especificação deste equipamento alimentando apenas um ponto como um tanque ou vaso é vasta, porém, são raros os trabalhos no que concerne a alimentação simultânea de dois ou mais tanques em cotas diferentes, que mostrem o comportamento da pressão ao longo do processo e a curva desse sistema. Esta alimentação simultânea é dita ramificada. O presente trabalho teve por objetivo projetar e montar uma unidade experimental em escala piloto para determinar a curva do sistema e a potência consumida de uma bomba centrífuga quando esta alimenta dois tanques em cotas diferentes utilizando a água como fluido referência, com viscosidade de 1,0 cP e também uma solução de açúcar a 1,2 cP. A unidade consistiu de um tanque de alimentação de 162,5 L construído em acrílico, uma bomba centrífuga com diâmetro do rotor de 200 mm acoplado a um motor em balanço de 2 CV de potência nominal, um inversor de frequência para controlar a rotação do motor, tubulações de PVC transparentes de 1 in. de diâmetro nominal na descarga da bomba, um rotâmetro com escala de 0 – 12 m³/h, manômetro com escala 0 – 4 kgf/cm², e dois tanques em acrílico de 72 L cada na descarga instalados em cotas diferentes. A unidade experimental que operou em regime permanente permitiu a verificação da vazão total e, por conseqüência, a determinação da vazão real em cada trecho ramificado. Os poucos trabalhos teóricos nesta área não comprovam experimentalmente a teoria, não analisam a influência de propriedades físicas e nem estimam a potência do motor. O experimento, portanto, procura comparar os dados coletados com a teoria utilizando fluidos com propriedades físicas diferentes. Este trabalho permitiu comparar os valores teóricos e experimentais com desvio de 12,5 a 20,5%, sendo proposta uma seqüência teórica dividida em passos para a determinação do ponto de operação do sistema. O emprego desta seqüência proposta permite reduzir os custos de instalação evitando malhas de controle, e os custos operacionais com a redução da energia consumida em sistemas industriais.

Palavras chave: bombeamento, tubulação ramificada, perda de carga, curva do sistema.

ABSTRACT

A centrifugal pump is a dynamic machine that can perform only on points on the head capacity curve or curve pump. Consequently, the sum of piping and components resistances during operation must fall exactly on the head capacity curve. The literature for the selection and specification of this equipment feeding only one point as a tank or vessel is large, however is hard to find studies regarding the simultaneous feeding of two or more tanks in different heights and showing the pressure behavior during process and the system curve. This simultaneously feeding is said branched. This study aimed to design and build a pilot-scale experimental unit to determine the system curve and the power consumption of a centrifugal pump when it feeds two tanks in different heights using in fluid viscosity of 1.0 cP, water as fluid reference as well sugar solution to 1.2 cP. The unit consisted of a feed tank of 162.5 L built in acrylic, centrifugal pump with a rotor diameter of 200 mm combined with a balance of motor 2 hp rated power, a frequency inverter to control the engine speed, PVC pipes in a transparent 1 in. nominal discharge of the pump, a flowmeter with a scale from 0 to 12 m³/h, pressure gauge with a scale from 0 to 4 kgf/cm², and two tanks of 72 L each in discharge also acrylic installed in different heights. The experimental unit that operated in steady state allowed the verification of the total flow and, consequently, the determination of actual flow in each passage branched. The few theoretical works in this area do not prove the theory experimentally, does not analyze the influence of physical properties and do not estimate the power of the engine. This work allowed us to compare the theoretical and experimental values with deviation of 12,5 to 20,5% being proposed after a theoretical split into steps for determining the operating point of the system. The use of this proposed sequence reduces installation costs by avoiding control loops, and operating costs by reducing the energy consumed in industrial systems.

Keywords: pumping, branch pipe, pressure drop, system curve.

Lista de Figuras

Figura	Título	página
2.1-	Grandezas pertencentes ao balanço de energia	4
2.2-	Termos do balanço de energia em dois pontos	6
2.3-	Medida de pressão em dois pontos da tubulação	6
2.4-	Corte parcial esquemático de uma bomba centrífuga	12
2.5-	Curvas de desempenho de bombas para uma família de bombas com mesmo diâmetro de carcaça, mas com diâmetros de rotor diferentes (KSB)	13
2.6-	Curva de rendimento da bomba apresentando um ponto de máximo	14
2.7-	Formato das curvas dos fabricantes	15
2.8-	Curva do sistema e a curva característica da bomba	17
2.9-	Curva para sistema com descarga para tanques em cotas diferentes	18
2.10-	Curvas de perda de carga em sistema com descarga para duas cotas diferentes, (Macintyre 1987)	19
2.11-	Correção das curvas características para fluidos viscosos	22
2.12-	Conjunto motor bomba, (Çengel 2007)	23
2.13-	Diminuição da capacidade devida ao desgaste da bomba	24
3.1-	Motor em balanço empregado no estudo para quantificação da potência consumida na transferência do fluido	28

3.2-	Leitura do dinamômetro	29
3.3-	Unidade experimental	30
3.4-	Sistema de bombeamento em funcionamento	31
3.5-	Dois tanques em cotas diferentes no recalque da bomba	32
4.1-	Curva da bomba a 3500 rpm e 1850 rpm	36
4.2-	Representação das curvas da bomba teórica e experimental	36
4.3-	Perdas de carga nos trechos AB, BC e BD	39
4.4-	Curvas BC, BD, BCD, BC' E BD'	40
4.5-	Curvas BC', BD', BCD' e da bomba	40
4.6-	Curvas BC'A, BCD'A e da bomba	41
4.7-	Ponto de operação do sistema ramificado	42
4.8-	Dimensões da unidade experimental em mm	44
4.9-	Curva de perda de carga AB, BC, BD, e BCD (in. H ₂ O)	46
4.10-	Curvas BC', BD'	47
4.11-	Curvas BC', BD', BCD' e a bomba	49
4.12-	Curvas BC'A e BCD'A	50
4.13-	Determinação através da curva do sistema das correntes Q' e Q''	51
4.14-	Curva total do sistema ramificado	52
4.15-	Vazão do sistema em função da Potência medida	53
4.16-	Preparação da solução a 20% de açúcar	54
4.17-	Curvas AB, BC, BD e BCD	56

4.18-	Curvas BC'; BD'	57
4.19-	Curvas BC', BD', a soma BCD' e bomba	59
4.20-	Curvas BC'A e BCD'A	60
4.21-	Determinação através da curva do sistema das correntes Q' e Q''	61
4.22-	Curva total do sistema ramificado com solução de açúcar	62
4.23-	Vazão do sistema em função da Potência medida	63

LISTA DE TABELAS

Tabela	Título	Página
4.1 -	Vazão e altura manométrica teórica	35
4.2 -	Perda de carga l_w no trecho AB em in. H_2O	37
4.3 -	Perda de carga l_w no trecho BC em in. H_2O	37
4.4 -	Perda de carga l_w no trecho BD em in. H_2O	38
4.5 -	Curvas do sistema AB, BC e BD	45
4.6 -	Curva BCD soma de BC + BD (valores em in H_2O)	45
4.7 -	Dados das curvas BC' e BD' (em in H_2O)	47
4.8 -	Soma das curvas BC' e BD' gerando a BCD' (in H_2O)	46
4.9 -	Soma do trecho AB às curvas BC' e BCD'	49
4.10 -	Vazão de bombeamento em função da Potência	53
4.11 -	Curvas dos sistemas AB, BC e BD	54
4.12 -	Curva BCD: soma de BC + BD	55
4.13 -	Dados das curvas BC' e BD'	57
4.14 -	Soma das curvas BC' e BD' gerando a BCD'	58
4.15 -	Soma do trecho AB às curvas BC' e BCD'	59
4.16 -	Vazão de bombeamento em função da Potência	62
5.1 -	Potência consumida para cada fluido	65

INTRODUÇÃO

1- Introdução

1.1- Generalidades

O bombeamento de líquidos está presente de maneira marcante nos processos químicos e petroquímicos. Dentre os vários tipos de bombas a mais utilizada é a de ação centrífuga, pois seu projeto permite absorver variações de processo que podem vir a afetar o seu ponto de operação ou absorver efeitos de malha de instrumentação como válvulas de controle. É também a mais empregada em função de sua construção simples, da quantidade de fornecedores, de seu baixo custo, de sua capacidade de recalque a uma pressão uniforme e seu menor custo de manutenção.

A seleção da bomba e a previsão das alturas manométricas e vazões requerem o conhecimento prioritário do processo como um todo.

A literatura para a seleção e especificação deste equipamento alimentando apenas um ponto, como um tanque ou vaso é vasta, porém, são raros os trabalhos no que concerne à alimentação simultânea de dois ou mais tanques em cotas, ou alturas diferentes e que mostrem de forma teórica e experimental o comportamento da pressão ao longo do processo e da potência consumida.

1.2 - Objetivo

O trabalho teve como objetivo geral projetar e montar uma unidade experimental na escala de bancada para verificar a influência de variáveis de processo como pressão, vazão, rotação, potência consumida e perda de carga na operação de transporte de líquidos por bombeamento para sistema ramificado.

Os objetivos específicos foram: a-) propor uma sequência teórica por equações para prever o ponto de operação do bombeamento simultâneo para tanques em cotas diferentes e b-) comparar o ponto teórico por equações e método gráfico com o experimental para o deslocamento de água e solução de açúcar.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1- Balanço de energia mecânica

A equação de balanço de energia mecânica por unidade de massa de fluido entre os pontos 1 e 2 da Figura 2.1 possuindo no processo uma bomba, que apresenta trabalho W em seu eixo, é deduzida por MORAES (2011) de acordo com a equação 1 :

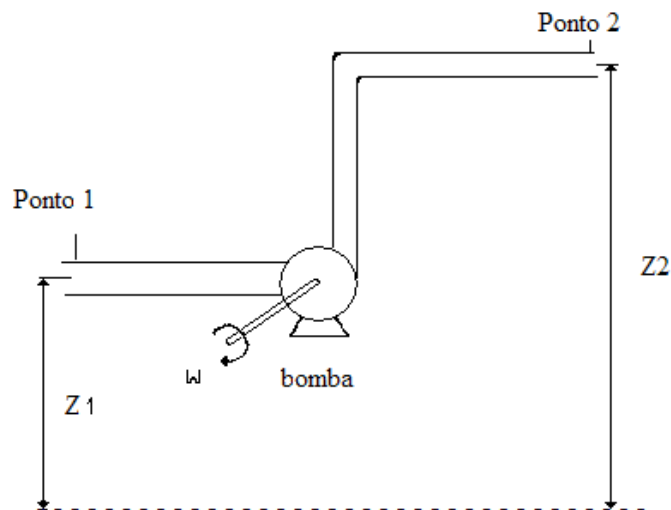


Figura 2.1- Grandezas pertencentes ao balanço de energia.

$$\Delta v^2 + g\Delta z + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + l'w - W = 0 \quad (1)$$

Em que:

v é a velocidade do fluido (no ponto 1 e 2)

Δz é a diferença entre as cotas (1 e 2)

P a pressão no ponto (1 e 2)

ρ a massa específica do fluido

$l'w$ é a perda de carga no sistema

W é o trabalho devido ao eixo

Na equação (1) todos os termos são expressos em energia por unidade de massa, por exemplo em Joules por quilograma [J/kg]

Dividindo as parcelas da equação pela aceleração da gravidade (g) obtém-se a equação 2 em termos de comprimento, como metros, [m]:

$$\Delta v^2/2g + \Delta z + \Delta P/\rho g + l_w - W' = 0 \quad (2)$$

No caso de líquido incompressível a integral se reduz a $\Delta P/\rho g$ e, se não existir trabalho devido a eixo (W) e trabalho perdido (perda l_w) a Equação 2 se reduz à conhecida Equação de Bernoulli, usada normalmente para escoamento em regime permanente incompressível e sem mudança de fase ao longo de uma linha de corrente, equação 3 e 4.

$$\Delta v^2/2g + \Delta z + \Delta P/\rho g = 0 \quad (3)$$

ou

$$v_1^2/2g + z_1 + P_1/\rho g = v_2^2/2g + z_2 + P_2/\rho g \quad 4$$

Ou seja:

$$v^2/2g + z + P/\rho g = \text{constante} \quad (5)$$

Todas as parcelas da equação 4 apresentam dimensões de comprimento (m ou ft) e por isso são comumente designadas de alturas. O primeiro, segundo e terceiro termos da equação 3 representam a altura de velocidade, a altura estática e a altura de pressão respectivamente. A soma das três alturas, em um determinado ponto do sistema representa a soma das parcelas relativas à energia mecânica por unidade de peso do fluido.

ÇENGEL (2007) relata que a equação de Bernoulli pode ser vista como uma expressão de balanço de energia mecânica e enunciada da seguinte maneira:

“A soma das energias cinética, potencial e de escoamento de uma partícula de fluido é constante ao longo de uma linha de corrente durante um escoamento em regime permanente quando os efeitos da compressibilidade e do atrito são desprezíveis”.

A Figura 2.2 ilustra a distribuição de energia em uma tubulação reta, em que há a inclusão da perda de carga l_w devido à fricção por se tratar de um fluido real e a condição específica de uma tubulação de diâmetro constante em que ocorre a igualdade entre v_1 e v_2 .

A perda de carga altera o lado direito da equação 4 sendo h_L o termo l_w/g , e o diâmetro constante elimina o componente de variação de altura de velocidade. A equação 4 agora pode ser escrita na forma:

$$P_2 - P_1 \rho g + z_2 - z_1 + h_L = 0$$

6

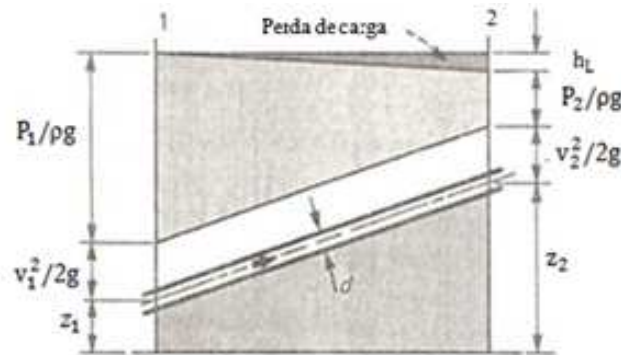


Figura 2.2- Termos do balanço de energia em dois pontos.

2.2- Perda de carga no escoamento de fluidos incompressíveis

O maior interesse para análise do escoamento em um tubo é a queda de pressão ΔP uma vez que ela está diretamente relacionada aos requisitos de potência do sistema de bombeamento para manter o escoamento.

O escoamento de qualquer fluido real no interior de uma tubulação resulta sempre em uma perda de energia do fluido. Assim, a indicação dos dois manômetros representados na Figura 2.3, permite a determinação da diferença de pressão ΔP definida na equação 7.

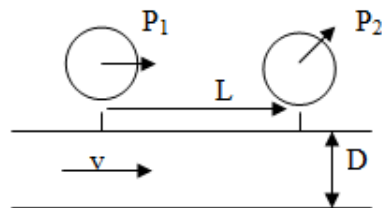


Figura 2.3 – Medida de pressão em dois pontos da tubulação.

$$(P_1 - P_2) = \Delta P \tag{7}$$

que ocorre quando um fluido escoar no interior de uma tubulação reta de diâmetro interno D , comprimento L e com velocidade v .

A equação 8 é conhecida como equação de Darcy e é válida para escoamento laminar ou turbulento.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \rho \quad (8)$$

Em que f é o fator de atrito de Darcy

Dividindo-se a equação 8 por ρg para expressar a queda de pressão por uma altura equivalente de fluido, ou seja, expressa em altura de líquido (m ou ft) tem-se:

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad 9$$

A perda de carga h_L da equação 9 representa a altura adicional à qual o fluido precisa ser elevado por uma bomba para superar as perdas por atrito do tubo. A perda de carga é causada pela viscosidade e está relacionada diretamente à tensão de cisalhamento na parede.

A perda de carga do fluido em uma tubulação é sensível a variações da rugosidade e do diâmetro da tubulação. Para uma dada vazão e um dado valor de atrito f , a perda de carga por metro de tubulação varia inversamente com a quinta potência do diâmetro. Assim, uma redução de 2% no diâmetro causa um acréscimo de 11% na queda de pressão de acordo com CRANE (1986).

2.2.1- Fator de atrito f de Darcy

O escoamento de um fluido, segundo ÇENGEL (2007), a baixas velocidades, dito escoamento laminar, torna-se caótico à medida que a velocidade sobe acima de um valor crítico, agora chamado de escoamento turbulento. Este valor crítico é definido por MORAES (2010) como a relação adimensional entre a força de inércia e a força viscosa (Reynolds, N_{Re}) maior que 2400, possuindo valores entre 2100 e 2400 ditos como de transição. O escoamento laminar é caracterizado por linhas de corrente suaves e movimento ordenado, enquanto que o turbulento é caracterizado pelas flutuações de velocidade e movimento desordenado.

A relação adimensional chamada de número de Reynolds pode ser expressa em um escoamento em tubo circular conforme a equação 10:

$$Re = \frac{\text{forças inerciais}}{\text{forças viscosas}} = \frac{\rho v D}{\mu}$$

10

Sendo:

v a velocidade média de escoamento, [(m/s)]

D o diâmetro interno do tubo, [m]

ρ a densidade, [kg/m³]

μ a viscosidade, [kg/m.s]

A determinação da perda de carga h_L é função do fator de atrito f de Darcy. Quando se trabalha com regime de escoamento laminar ($Re < 2100$) o fator de atrito é apenas função do Re , conforme a equação 11:

$$f = 64/Re \quad 11$$

Para escoamento turbulento o fator de atrito f depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa ϵ/D , que é a razão entre a altura média da rugosidade do tubo e o diâmetro do tubo. A forma funcional desta dependência é de difícil previsão por análise teórica, e todos os dados disponíveis são resultados de experimentos. A combinação de dados experimentais, para escoamento de transição e turbulento resultou na equação 12, relação implícita em f conhecida como equação de Colebrook (APUD MORAES, 2011):

$$\frac{1}{f} = -2,0 \times \log \left(\frac{\epsilon}{D} \sqrt{f} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad 12$$

OLUJIC (1981) e SERGUIDES (1984) compararam várias equações para a determinação do fator f existentes na literatura. A equação de Colebrook e equação de Round foram as que demonstraram mais exatidão. A equação 13 que apresenta o modelo de Round, além de mostrar bons resultados, mostra-se mais fácil em sua utilização pois não são necessárias interações para a determinação de f .

$$f = 1,6364 \ln \left(0,135 \frac{\epsilon}{D} + 6,5 \frac{1}{Re} \right)^2 \quad 13$$

Publicações mais atuais como a de COUPER et al, (2010) e a de PEREIRA e SEGUIM (2010) recomendam a equação de Round.

2.2.2- Perdas em acessórios de tubulação

Os assuntos abordados até o momento dizem respeito a cálculos relativos ao escoamento de fluidos incompressíveis na ausência de “acidentes” ou “acessórios” de tubulação. O escoamento através de uma tubulação reta, de diâmetro constante impõe ao fluido um padrão, indicado pela distribuição de velocidade no interior da tubulação,

qualquer acidente na tubulação que possa causar uma mudança de direção, uma restrição ou um bloqueio irá alterar o padrão de escoamento, gerando uma turbulência que será responsável por uma perda de carga, normalmente maior do que a que acontece nos escoamentos em tubos retos.

A maior parte dos trabalhos publicados tem o cálculo de perda de carga em acessórios baseados nas tabelas geradas por CRANE (1986), desde a perda em acessórios equivalente a um comprimento reto de tubulação, chamado de método do comprimento equivalente até a perda em acessórios h_L medida pelo decréscimo de altura estática expressa através da altura de velocidade $v^2/2g$, ou seja:

$$h_L = kv^2/2g \quad 14$$

Nesta equação, o coeficiente de resistência k pode ser entendido como o número de alturas de velocidade perdido por um acessório, k está associado ao diâmetro através do qual acontece o escoamento, é independente do fator de atrito f e do Re e deve ser tratado como constante para qualquer acessório. Assim, a perda de carga total é a soma da perda de carga no trecho reto de tubulação com a perda de carga nos acessórios.

$$h_L(\text{TOTAL}) = h_L(\text{RETO}) + h_L(\text{ACESSÓRIO}) = fLDv^2/2g + kv^2/2g \quad 15$$

$$h_L(\text{TOTAL}) = fLD + kv^2/2g \quad 16$$

HOOPER (1981) estudou os dois métodos existentes e concluiu que o método do comprimento equivalente é aceitável para tubos de 1 a 6-in em aço carbono, já para diâmetros maiores de ligas especiais o método pode resultar em perdas de 1,5 a 3 vezes maior que as reais provocando um superdimensionamento no sistema de bombas, gerando assim um desperdício de energia. Quanto ao método k publicado pelo “Hydraulic Institute”, o autor concluiu que o método é mais preciso para as tubulações de 1 a 8-in; com diâmetros maiores podem ocasionar erros e exemplificou que para 36-in o k de uma curva resulta em 0,075 enquanto que o real é aproximadamente 0,2, não recomendando seu uso para Re menores que 10000.

Esses estudos resultaram em uma correção do método k , introduzindo outro fator que fornece resultados ótimos tanto para escoamentos laminares quanto para turbulentos, desta maneira corrige os valores de perda de carga para Re menores que 10.000. Assim foi desenvolvido o método dos 2 k (lê-se dois cas), pois possui um fator k_1 modificador de

Reynolds e outro fator k_{∞} chamado de modificador da geometria. O “novo” k a ser usado na equação 16 é função de Re e da geometria do acessório, conforme a equação 17.

$$k = k_1 Re + k_{\infty} (1 + DI) \quad 17$$

Sendo :

k_1 o coeficiente de resistência para o acessório a $Re = 1$

k_{∞} o coeficiente de resistência para acessórios a $Re = \infty$

DI o diâmetro interno do tubo, in

DARBY (1999) apresenta uma correção do método dos 2 k , pois seus estudos mostraram que para diâmetros altos de acessórios a equação do método 2 k provocava desvios em relação aos valores reais, assim introduziu mais um fator k para correção em sistemas que trabalham com altos diâmetros, chamando o método de 3 k , que foi referenciado em um estudo feito pela AIChE Center (1998).

COUPER et al. (2010) e PEREIRA e SEGUIM (2010) sugerem o método dos 2 k para cálculos de perda de carga em projetos.

Assim, a perda de carga pode ser classificada em dois tipos:

a-) perda de carga contínua: É relativa às perdas ao longo da tubulação, sendo função do comprimento, material e diâmetro.

b-) perdas de carga acidentais: proporcionadas por elementos que compõem a tubulação, exceto a própria tubulação, como válvulas, curvas e tês.

No apêndice A (tabela A.1) encontram-se alguns valores de k_1 e k_{∞} para o emprego no método dos 2 k .

Uma abordagem mais simples é dada por NETTO (1998) e MACINTYRE (1986) atendendo a NBR 5626 de 1998 que recomenda para tubos de ½ a 4 in. de PVC, ferro, cobre ou latão, transportando água fria, a equação 18 de Flamant e de Fair-Whipple-Hsiao, que fornece a perda de carga lw em função do comprimento reto L , comprimento equivalente dos acessórios de tubulação Leq , da vazão volumétrica Q e do diâmetro do tubo D .

$$lw = L + Leq \cdot 0,00086 \cdot Q^{1,75} \cdot D^{-4,75} \quad (18)$$

Sendo

L, L_{eq}, l_w e D em m

Q em m^3/s

2.3- Bombas centrífugas

Os fluidos são movimentados em tubulações por bombas, ventiladores, sopradores e compressores. Cada um desses equipamentos tem por finalidade fornecer energia ao fluido, energia essa que pode significar a elevação do fluido a uma certa altura. A bomba centrífuga cobre grandes faixas de vazões e pressões que podem variar de décimos até centenas de atmosferas. Essa versatilidade em termos das faixas de pressão e vazão que as bombas centrífugas podem oferecer e a facilidade de manutenção é que fazem com que sejam utilizadas amplamente nos processos industriais.

2.3.1- Definições dos termos usados em bombeamento

O fluido entra axialmente através do flange de entrada da carcaça, Figura 2.4 ponto 1, é aspirado pelas pás do rotor, gira tangencialmente e escoar radialmente para fora até que sai através de todas as partes periféricas do rotor para dentro da parte difusora da carcaça. O fluido ganha velocidade e pressão quando passa através do rotor. A seção da carcaça difusora em formato de caracol, ou voluta, desacelera o escoamento e, com isso, aumenta a sua pressão e o fluido sai pelo flange no ponto 2, WHITE (2002). As pás do rotor são geralmente curvadas para trás, Figura 2.4, mas existem também pás curvadas para frente, que mudam pouco a pressão de saída. O rotor pode ser aberto, isto é, separado da face interna da carcaça somente por uma estreita folga, ou fechado, isto é, coberto em ambos os lados das pás por discos. Estudos do comportamento do fluido dentro da voluta BARRIO (2010), mostram que ocorre uma pulsação interna provocada pelo giro do rotor promovendo até um refluxo ou vortex interno.

Admitindo escoamento permanente, a bomba basicamente aumenta a altura de carga do escoamento, dada pela equação 19.

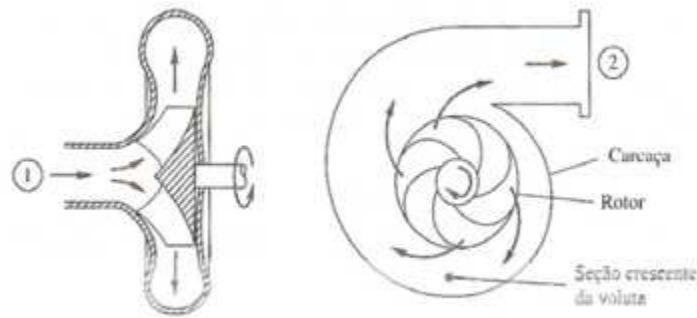


Figura 2.4 – Corte parcial esquemático de uma bomba centrífuga.

2.3.1.1- Altura manométrica total (AMT) ou “head” da bomba

A altura manométrica total pode ser representada pela letra H ou por AMT, equação 19, a altura líquida da bomba, definida como a variação das medições de alturas de Bernoulli:

$$AMT = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 - \frac{P_1}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - z_1 \quad 19$$

A dimensão desta altura líquida AMT é comprimento.

Qualquer que seja a localização da bomba, a altura manométrica total representa a energia a ser oferecida ao fluido, expressa em coluna de fluido, para vencer todas as alturas (cinética e potencial) mais a perda de carga total.

2.3.1.2- Curva característica da bomba

Como foi visto na Figura 2.4 o fluido sai do rotor em alta velocidade e é lançado na carcaça e, devido ao formato desta (alargamento da secção) parte da energia de velocidade é transformada em energia de pressão. O balanço de energia entre os pontos 1 e 2 da Figura 2.4 fornece a curva característica da bomba. A Figura 2.5 mostra uma curva característica da bomba do fabricante KSB.

É prática comum dos fabricantes de bombas oferecerem várias opções de diâmetro do rotor para uma única carcaça de bomba. Existem vários motivos para isso, ÇENGEL (2007) lista os quatro principais:

- (1) reduzir custos de fabricação;
- (2) permitir o aumento de capacidade pela simples substituição do rotor;
- (3) padronizar as bases da instalação e
- (4) permitir a reutilização do equipamento em uma aplicação diferente.

A Figura 2.5 apresenta diâmetros de rotores de 179 até 219 mm e rendimento do motor. Como exemplo tem-se para um H de 65 m, Q de 225 m³/h e diâmetro do rotor de 189 mm obtêm-se em um rendimento de 72,0%.

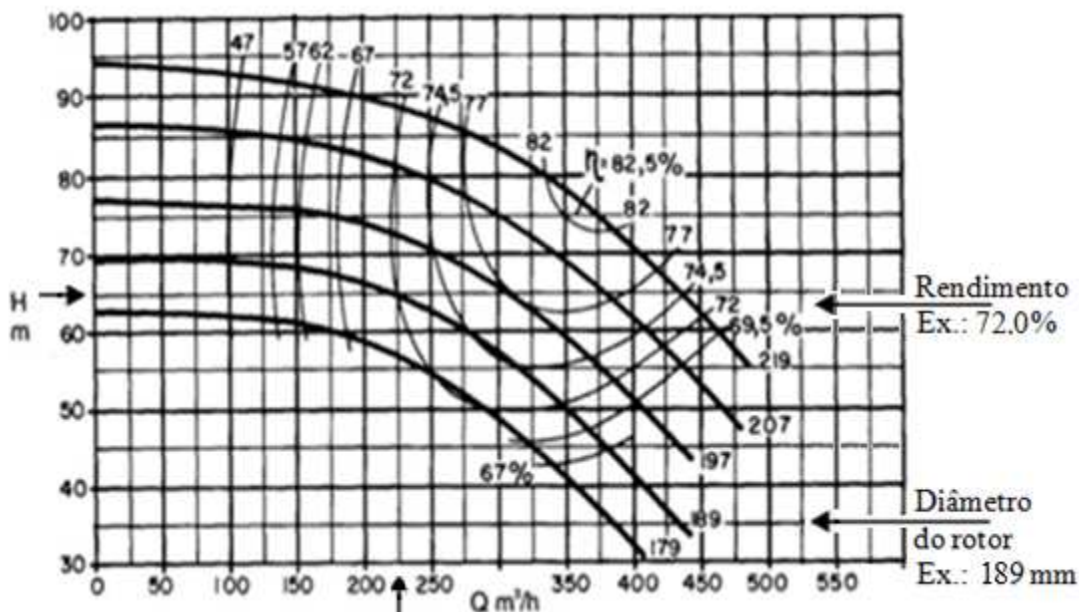


Figura 2.5- Curvas de desempenho de bombas para uma família de bombas com mesmo diâmetro de carcaça, mas com diâmetros de rotor diferentes (KSB).

Ao representarem graficamente o desempenho desta “família” de bombas, que apresentam as mesmas características construtivas e com rotores de diâmetros diferentes, os fabricantes não projetam curvas separadas de altura manométrica (H), rendimento (η) e potência (bhp) de cada diâmetro de rotor. Em vez disso combinam as curvas de desempenhos de uma família com vários rotores em um único gráfico (Figura 2.5).

O rendimento η apresentado nestas curvas tem a forma de elipse, sendo que o rendimento máximo estará no interior delas. No caso desta Figura 2.5 o máximo rendimento está em 82,5%.

O rendimento η pode ser retirado da Figura 2.5, mas para introduzir os dados de η no mesmo gráfico da curva da bomba o fabricante efetua testes de vazões com vários rotores para a determinação (η) em função da vazão (Q). O rendimento total “ η ” pode ser

definido em função da vazão Q , altura manométrica H e peso específico γ , como apresentado na equação 20:

$$\eta = \frac{\text{potência útil cedida ao fluido}}{\text{potência absorvida pela bomba}} = \frac{\gamma Q H P_{\text{otabs}}}{\text{potência absorvida pela bomba}} \quad (20)$$

O formato desta curva está mostrado na Figura 2.6, existindo um ponto ótimo de funcionamento.

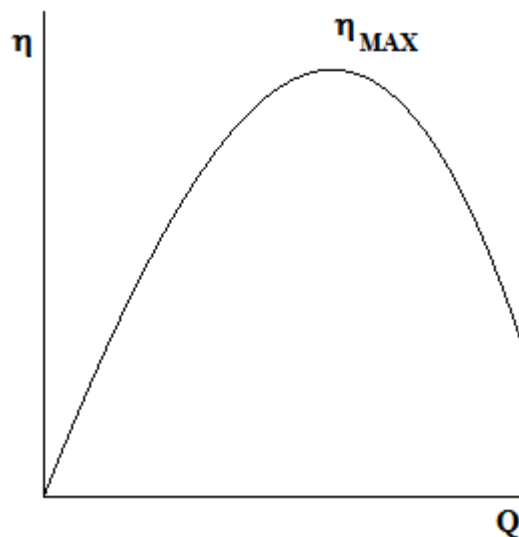


Figura 2.6 - Curva de rendimento da bomba apresentando um ponto de máximo.

Alguns fatores afetam as curvas características, sendo os mais importantes; a variação na rotação e no diâmetro do rotor, a natureza do líquido que está sendo bombeado e o tempo de serviço da máquina.

De acordo com o formato da curva do fabricante, H em função de Q , têm-se diferentes denominações, podendo ser curva inclinada, curva ascendente-descendente, curva altamente descendente e curva plana, conforme mostrado na Figura 2.7.

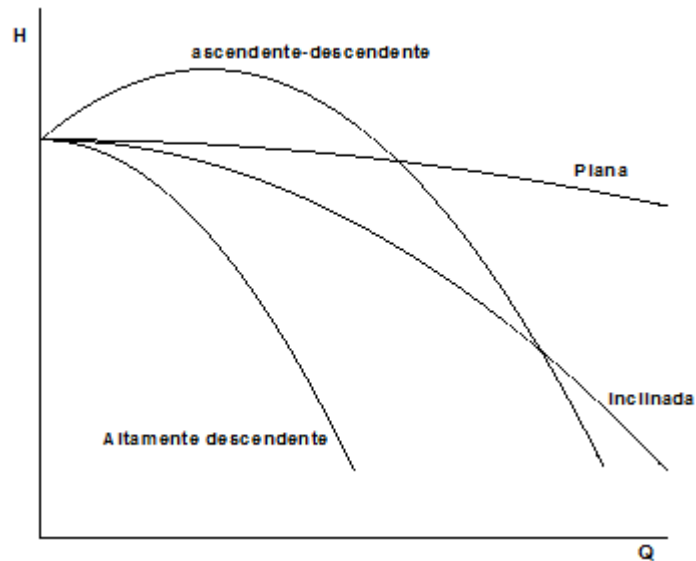


Figura 2.7 - Formato das curvas dos fabricantes

Bombas com curva ascendente-descendente apresentam um comportamento instável na região ascendente e não deve ter um ponto operacional nesta região.

2.3.1.3- NPSH disponível - $(NPSH)_D$, carga positiva de sucção.

Define-se NPSH (a expressão em inglês “net positive suction head”) como o excesso de altura que o líquido possui acima da altura correspondente à pressão de vapor (P_v) do fluido no bocal de entrada da bomba. Se a pressão em um local dentro da bomba cair abaixo da P_v , bolhas de vapor aparecerão, o líquido “ferve” localmente, em geral no lado de sucção das pás do rotor giratório onde a pressão é mais baixa. Assim essas bolhas são transportadas através da bomba até regiões nas quais a pressão é mais alta, causando um rápido colapso (explosão) das bolhas, o que é indesejável, provocando ruídos, vibração e o pior; danos às pás do rotor, pois a explosão repetida de bolhas próximas à superfície da pá promove a perda de massa da mesma. É comum a parada da unidade para troca do equipamento, representando portanto, um dano enorme financeiro. KARASSIK (1982) exemplifica cálculos para $NPSH_D$.

Com o intuito de se evitar a cavitação deve-se garantir que a pressão em toda parte interna da bomba permaneça acima da P_v , segundo a equação 21, em que $P_{\text{SUCÇÃO}}$ é a pressão no bocal de entrada da bomba :

$$(NPSH)_D = P_{\text{SUCÇÃO}} - P_v \quad (21)$$

É importante notar que o NPSH varia não só com a vazão (provocando perdas de carga), mas também com a temperatura do líquido, uma vez que P_v é função da temperatura.

2.3.1.4- NPSH requerido - $(NPSH)_R$

O fato de que o NPSH disponível é maior do que zero não garante que o líquido não vaporize no interior da bomba. $(NPSH)_R$ é uma característica da bomba e é um dado fornecido pelo fabricante, representando a energia necessária ao líquido para, partindo do bocal de sucção, chegar ao ponto do interior da bomba onde irá receber energia vencendo as perdas de carga. Assim o $(NPSH)_D$ deve ser maior que o $(NPSH)_R$

$$(NPSH)_D > (NPSH)_R \quad (22)$$

2.3.2- Curvas do sistema

As curvas do sistema representam a energia perdida pelo fluido ao se deslocar de um ponto a outro de uma tubulação. É a AMT em função da vazão Q para um dado sistema de tubulações e acessórios. Elas são construídas arbitrando-se valores de vazões para o sistema estabelecido e calculando-se as AMT correspondentes. Para cada ponto de vazão tem-se uma AMT e à curva formada por estes pontos dá-se o nome de curva do sistema, que pode cruzar com a curva da bomba no ponto A da Figura 2.8. Se a resistência do sistema for alterada, fechando-se parcialmente uma válvula ou aumentando-se a perda de carga, a inclinação da curva muda, pois muda o sistema e consequentemente a vazão. Na Figura 2.8 a denominada variação da curva do sistema cruza com a curva da bomba no ponto B.

No sistema apresentado na Figura 2.8 a AMT é igual à altura estática total (H) mais as perdas de carga do sistema.

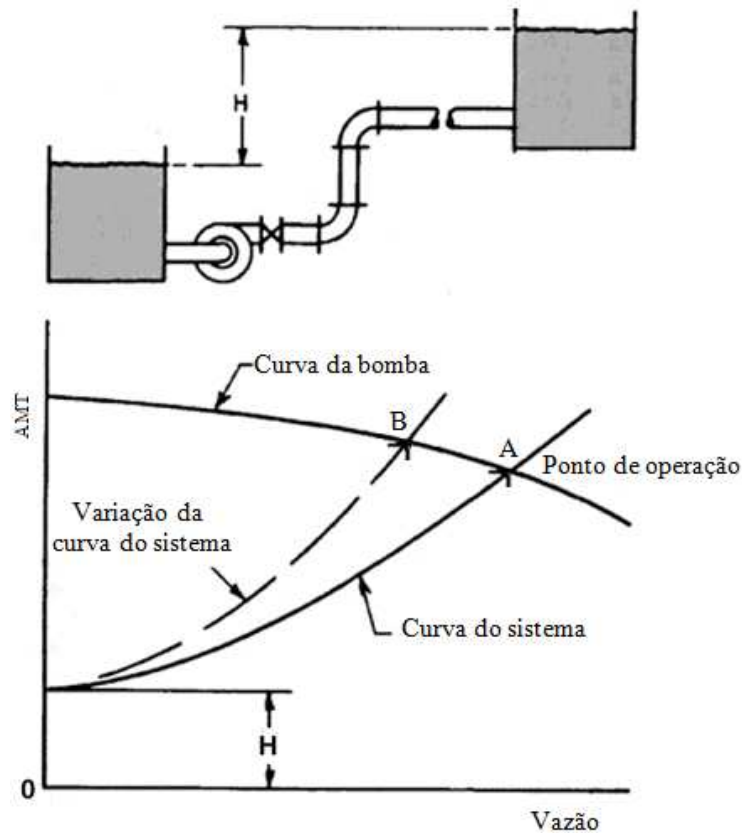


Figura 2.8 – Curva do sistema e a curva característica da bomba.

O cruzamento entre a curva da bomba e a do sistema é denominado de ponto de operação da bomba (ponto A).

2.3.3- Ponto de operação

A bomba centrífuga operará na intersecção de sua curva característica com a curva do sistema, como mostra a Figura 2.8 no ponto A. Se houver uma resistência no sistema, como nos processos que operam com fechamento de válvulas ou operações de válvulas de controle, o ponto de cruzamento será modificado, por exemplo para o ponto B.

2.3.4- Curvas de sistemas ramificados

Os sistemas ramificados, como mostra a Figura 2.9, apresentando duas cotas (alturas) diferentes na descarga possuem uma característica particular, a somatória da perda

de carga no ponto de ramificação é nula, pois a altura manométrica para os trechos ramificados, neste ponto é a mesma, o que permite conhecendo a vazão total, determinar qual será a vazão real em cada trecho ramificado.

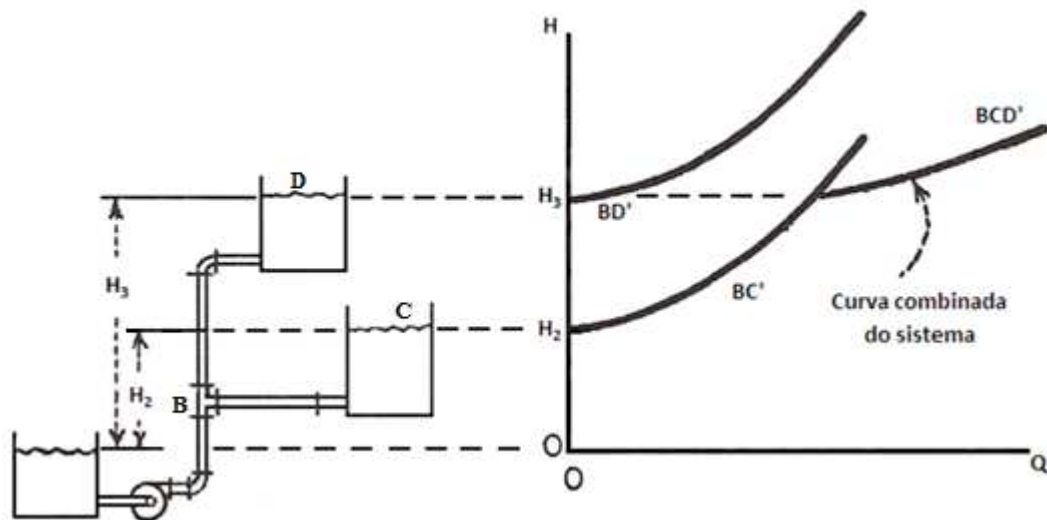


Figura 2.9 – Curva para sistema com descarga para tanques em cotas diferentes.

A Figura 2.9 extraída de MANN (1953), descreve o comportamento da curva do sistema ramificado.

MACINTYRE (1987) conforme a Figura 2.10 explora mais esta curva relacionando a distribuição de vazão entre os dois ramos, a partir de um ponto de operação marcado no encontro da curva da bomba com a curva combinada do sistema ramificado, mesmo fato também citado por COKER (2007). Assim, o recalque alimentando dois tanques em cotas diferentes H_2 e H_3 fornece uma curva combinada do sistema, no ponto B da Figura 2.10, a separação da corrente é feita de modo que a descarga Q se divide em Q' (entre os pontos BC) e Q'' (entre os pontos BD) nos dois ramais.

Para facilitar o entendimento da preparação deste gráfico, o cálculo foi dividido em cinco passos. Observa-se que até o ponto B, ou seja, do comprimento da tubulação de A até B não há ainda a divisão das correntes e no ponto B há esta divisão, mantendo-se os comprimentos das tubulações BC para o tanque mais baixo e BD para o tanque mais alto.

PASSO 3 – Desloca-se a curva BD' paralelamente a si mesma até encontrar a curva BC' no ponto F originando a curva BCD' . Neste passo também é adicionada a curva da bomba para se verificar o ponto de encontro.

PASSO 4 - Em seguida, somam-se às ordenadas da curva BC' os valores das ordenadas correspondentes da curva AB , tendo-se então a curva $BC'A$, no gráfico representada pela linha tracejada.

Somando à curva BCD' as ordenadas correspondentes da curva AB , obtém-se a curva $BCD'A$, também tracejada, esta é então chamada de curva do sistema ramificado.

No ponto de encontro da curva $BCD'A$ com a curva característica da bomba, encontra-se o ponto P chamado de operação da bomba nas condições estabelecidas, tendo-se a vazão total Q e altura manométrica H

PASSO 5 – Leitura de vazões - Na descida vertical do ponto P, tem-se o ponto P' da curva BCD . Traçando-se a reta horizontal P'M, encontra-se o ponto R na curva BC , lendo-se o ponto encontra-se o valor de Q'. Continuando a reta P'M encontra-se o ponto N na curva BD lendo-se o ponto lê-se o valor de Q''.

Uma observação é feita, se o ponto P cair no trecho EF da curva BC' , neste caso o reservatório D irá alimentar o reservatório C por gravidade, invertendo-se o escoamento no ramo BD. Daí colocar-se uma válvula de retenção na base do trecho BD.

2.4- Influência da viscosidade

LI (2000) estudou a influência da viscosidade de fluidos no desempenho de bombas centrífugas e comparou água com óleo, ambos fluidos newtonianos, verificando que:

- a-) um acréscimo na viscosidade resulta em um rápido aumento da perda por atrito no disco do rotor;
- b-) O escoamento próximo à saída do rotor é pouco afetado pela viscosidade, mas o escoamento próximo à entrada do rotor é muito afetado pela viscosidade.

Assim se a viscosidade variar, as perdas por atrito e por choques sofrerão variações que podem ser elevadas e isto poderá afetar o funcionamento da máquina de maneira acentuada.

O “Hydraulic Institute” apresenta no seu relatório “Standards for Centrifugal Pumps” um gráfico aplicável somente a bombas centrífugas, destinadas ao bombeamento de óleo, com rotor aberto ou fechado, não devendo ser aplicado a fluidos não newtonianos, tais como pastas de papel e esgoto.

A Figura 2.11 corresponde a este gráfico para unidades no sistema internacional.

Através de seu uso é possível obter-se coeficientes que permitem traçar a curva característica da bomba quando utilizada para bombeamento de um fluido mais viscoso, a partir da curva de funcionamento com água, utilizando para tanto fatores de correção de vazão, de altura manométrica e de rendimento.

Nesta Figura 2.11:

Q_{vis} é a vazão para o líquido viscoso,

H_{vis} é a altura manométrica para o líquido viscoso,

η_{vis} é o rendimento total para o líquido viscoso,

C_Q é o fator de correção da vazão,

C_H é o fator de correção para altura manométrica,

C_η é o fator de correção do rendimento total,

$(1,0 Q)$ é a vazão normal para rendimento máximo.

Conhecida a curva da bomba para o caso da água faz-se a correção para o fluido viscoso, segundo as equações 23 a 26:

$$Q_{vis} = C_Q \times Q \quad (23)$$

$$H_{vis} = C_H \times H \quad (24)$$

$$\eta_{vis} = C_\eta \times \eta \quad (25)$$

Sendo a potência viscosa dada pela equação 26:

$$(HP)_{vis} = Q_{vis} \times H_{vis} \times \rho_{\text{óleo}} \times g_{nvisc} \quad 26$$

A potência irá variar dependendo dos fatores de correção, já que existem fatores tanto no numerador, quanto no denominador.

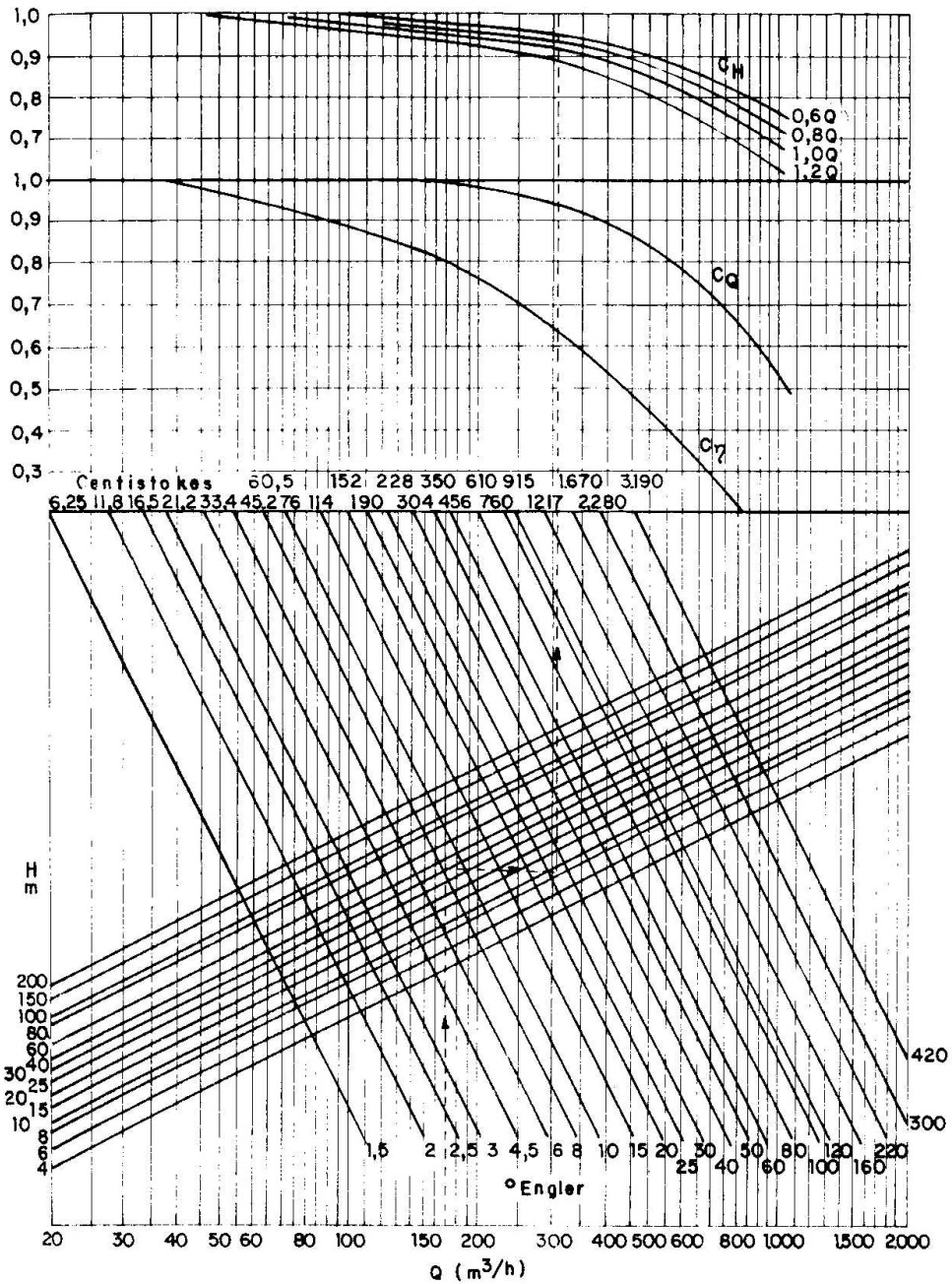


Figura 2.11 – Correção das curvas características para fluidos viscosos.

2.5 – Influência do peso específico ($\gamma = \rho g$)

Se o líquido bombeado for substituído por outro de peso específico diferente, mantendo-se a rotação da bomba e não alterando a viscosidade tem-se:

- a-) o η mantém-se praticamente o mesmo nos dois casos ($\eta_1 = \eta_2$);
- b-) a altura manométrica total não muda ($H_1 = H_2$);
- c-) a altura de pressão mudará porque ela depende do peso específico tendo um valor maior quanto maior for o peso específico;
- d-) a potência do motor varia diretamente com o peso específico como pode-se ver nas equações do item 2.6.

2.6 - Potência de motores

No sistema de bombeamento o escoamento é em regime permanente e incompressível. A bomba é movida por um motor externo de forma que o calor gerado pelo motor seja dissipado para a atmosfera.

A Figura 2.12 mostra as características de um sistema do conjunto moto-bomba. Nesta figura um motor com potência de 15 kw e rendimento de 90% consegue elevar a sucção da bomba de 100 KPa até 300 KPa.

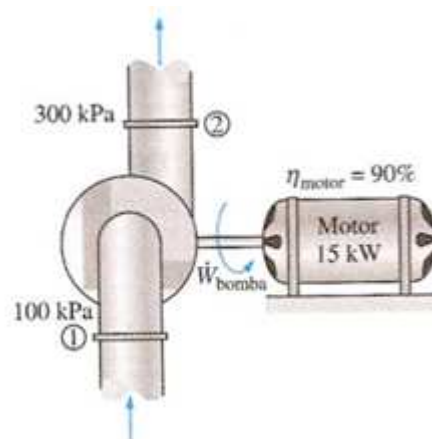


Figura 2.12- Conjunto motor bomba, (ÇENGEL 2007).

A energia total fornecida ao fluido pode ser calculada multiplicando-se a energia total específica (altura manométrica total) pelo peso do fluido bombeado (volume em função do peso específico).

A potência utilizada, denominada de Potência hidráulica (WHP), conforme as equações 27 e 28 é obtida dividindo-se a energia total fornecida ao fluido (AMT, Volume, Peso específico) pelo tempo gasto.

$$\text{WHP} = \frac{(\text{AMT}) (\text{Volume}) (\text{Peso específico})}{\text{Tempo}} \quad (27)$$

A Potência Hidráulica requerida pelo fluido W.H.P. (Water Horse Power) é:

- a-) a energia fornecida ao fluido por unidade de tempo;
- b-) a potência consumida por uma bomba ideal, bomba cujo rendimento é 100%;

$$\text{WHP} = \frac{Q \times \text{AMT} \times \delta}{k} \quad (28)$$

sendo δ a densidade relativa e k uma constante que depende das unidades utilizadas.

2.7 - Desgaste da bomba devido ao tempo em operação

O tempo de serviço deteriora o desempenho do equipamento devido aos desgastes normais, levando o equipamento a uma perda de capacidade e eficiência. Como esta deterioração depende do material de construção e das condições de operação, não é possível encontrar-se relações matemáticas para correções. Para se verificar o desempenho após certo tempo, a única forma é submeter a máquina a um teste e determinar as novas curvas. A Figura 2.13 mostra a curva de uma bomba nova e a compara com a curva de uma bomba com determinado tempo de serviço. Observa-se também nesta figura a curva do sistema abrupta.

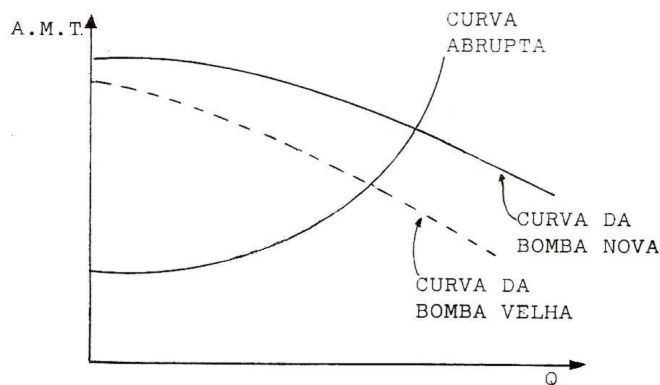


Figura 2.13 – Diminuição da capacidade devida ao desgaste da bomba.

2.8 – Lei da Similaridade

As leis da similaridade expressam a relação matemática entre algumas variáveis envolvidas na “performance” da bomba, como capacidade Q , altura manométrica H e a rotação n que a bomba trabalha. A aplicam-se a todos os tipos de bombas centrífugas PEREIRA E SEGUIM (2010).

$$n_1 n_2^3 = Q_1 Q_2^3 \quad (29)$$

$$n_1 n_2^3 = H_1 H_2^3 \quad (30)$$

$$n_1 n_2^3 = Pot_1 Pot_2^3 \quad (31)$$

O índice 1 revela as condições da bomba que são conhecidas enquanto que o 2 indica a condição que se deseja estudar.

MATERIAIS E MÉTODOS

3- Materiais e métodos

3.1 – Curva teórica da bomba

A curva teórica da bomba foi construída observando-se a lei da similaridade (equação 30) a partir da rotação de 3500 rpm (bomba disponível) para 1850 rpm. Rotações maiores que 1850 rpm provocavam perdas do fluido para o ambiente.

3.2 – Curva experimental da bomba

A curva experimental da bomba foi obtida pelo balanço de energia mecânica na tomada de pressão de sucção (ponto 1 da Figura 2.1) e na tomada de pressão na descarga da bomba (ponto 2 da Figura 2.1) e é representado pela equação 32:

$$AMT = \left(\frac{P_{ATM} + P_{MAN}}{\gamma} \right)^2 - \left(\frac{P_{ATM} - P_{VAC}}{\gamma} \right)^2 + v_1^2 - v_2^2 + g \Delta z + l w_1 + l w_2 \quad (32)$$

Uma vez que no caso são desprezíveis os termos referentes à pressão do vacuômetro, às velocidades, às perdas de carga e $\Delta Z = 0$ (pois as tomadas de pressão e do vacuômetro estão no mesmo nível), a equação 32 resume-se a:

$$AMT = P_{MAN} / \gamma \quad (33)$$

3.3- Unidade experimental

O projeto foi concebido de maneira a poder-se medir as variações de potência na bomba do tipo centrífuga, conforme análise do escoamento e restrições impostas na unidade experimental, variando-se as vazões e calculando-se as perdas de carga. O motor da bomba operou em “balanço”, ou seja, foram adicionados dois rolamentos ao eixo (Figura 3.1) para permitir a rotação da carcaça. O braço de tamanho conhecido fixado na carcaça permitiu determinar com um dinamômetro a força e, por conseguinte a potência.

A potência (BHP = Brake Horse Power) foi determinada pela equação 34.

$$\text{BHP} = F \times B \times 2\pi r \quad (34)$$

Em que:

F é a força em Newton (N)

B é a medida do braço (m)

r é o número de rotações por segundo (rps)

com a unidade: $\text{BHP} = \text{N} \times \text{ms} = \text{Js} = \text{W}$



Figura 3.1 – Motor em balanço empregado no estudo para quantificação da potência consumida na transferência do fluido.

A leitura da força é obtida através de um dinamômetro instalado próximo ao motor, conforme Figura 3.2.

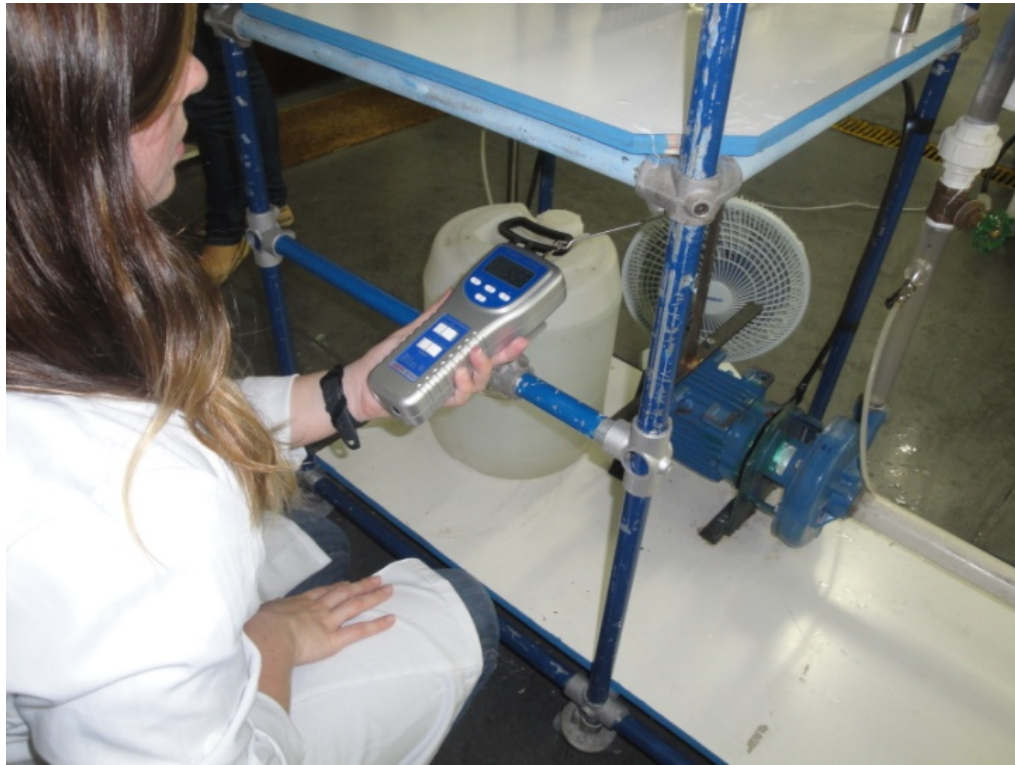


Figura 3.2 – Leitura do dinamômetro.

A unidade, representada pela Figura 3.3, foi construída com um tanque A de acrílico e dimensões 500 x 500 x 650 mm, volume de 162,5 L, com saída na lateral inferior para a sucção da bomba por um tubo com 1,82 in. de diâmetro interno e um conjunto moto-bomba Mark. Na descarga da bomba a aproximadamente 1,10 m de altura foi instalado um tanque C com dimensões 450 x 400 x 400 mm, volume de 72 L, que recebia o recalque da bomba pelo fundo, toda a tubulação de descarga foi de 1,086 in. de diâmetro interno. Na lateral deste tanque C foi instalada a conexão de saída e isto permitiu que o nível do tanque C permanecesse constante durante todo o experimento. O tanque D com as mesmas dimensões do C, foi instalado a aproximadamente meio metro acima do tanque C possuindo também entrada pelo fundo e saída pela lateral. As saídas laterais dos dois tanques C e D foram direcionadas para o tanque A através de calhas individuais, como reciclo, formando um sistema fechado. A medição do retorno do fluido de cada calha permitiu obter a vazão em cada uma das ramificações.

O esboço da unidade construída está apresentado na Figura 3.3.

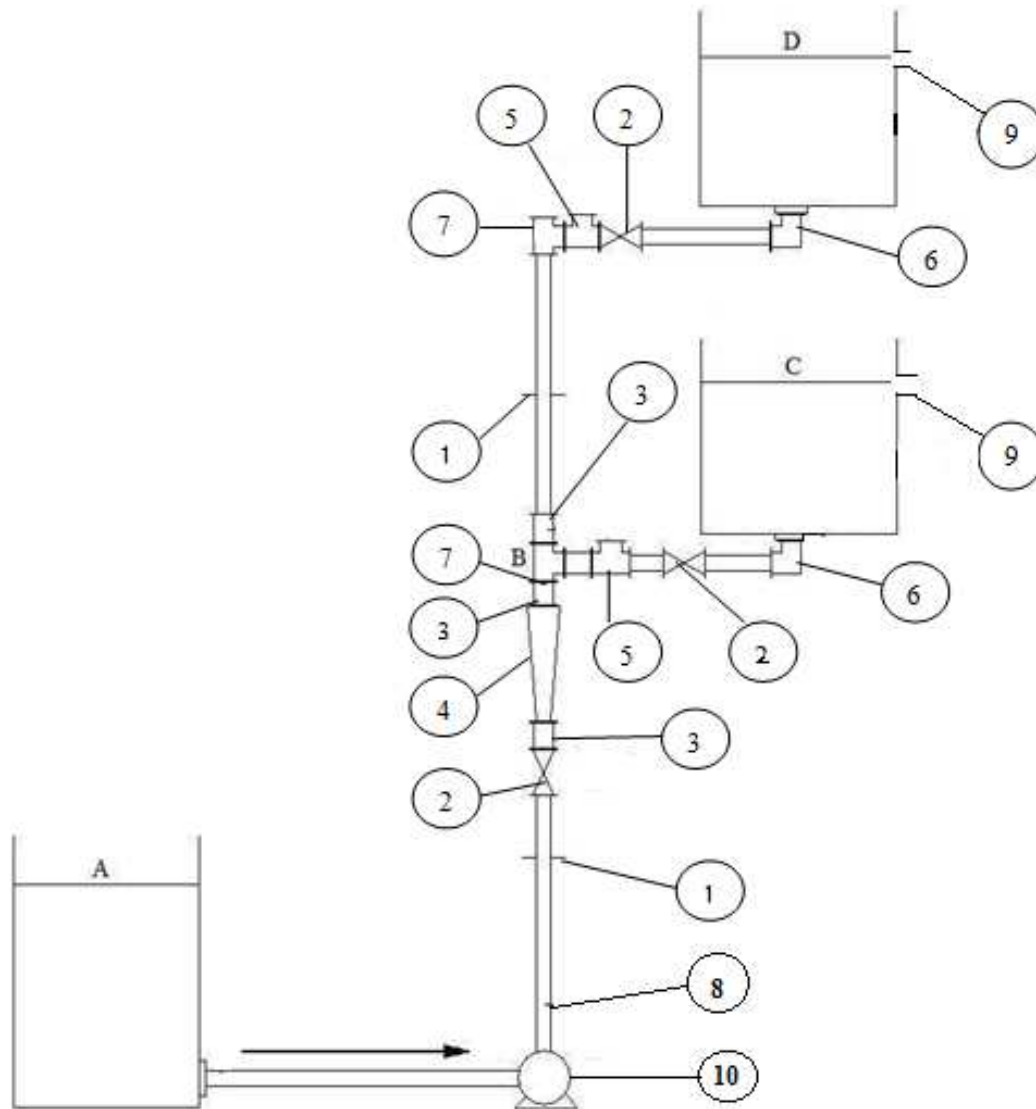


Figura 3.3 – Unidade experimental.

1-) indicador de pressão PI; 2-) válvula de gaveta; 3-) união; 4-) rotâmetro; 5-) TÊ de passagem reta; 6-) cotovelo de 90°; 7-) TÊ de 90°; 8-) tubulação; 9-) saída do tanque de descarga; 10-) bomba centrífuga;

As Figura 3.4 e 3.5 mostram o sistema em funcionamento com as calhas recolhendo o fluido que sai dos dois tanques, o inferior C e o superior D, retornando o líquido para o tanque A na sucção da bomba.



Figura 3.4 – Sistema de bombeamento em funcionamento.



Figura 3.5 – Dois tanques em cotas diferentes no recalque da bomba.

3.4- Determinação do ponto de operação teórico

Para a obtenção do ponto de operação através de equações foram determinadas as curvas da bomba e do sistema. A curva da bomba obedece à lei da similaridade e, para a curva do sistema a equação 18 de Fair-Whipple-Hsiao foi utilizada por ser independente do fator de atrito. A seguir, foram utilizados os passos de 1 a 5 definidos na revisão bibliográfica, item 2.3.4. Seguindo estes passos determinou-se o ponto de operação, ou seja, a intersecção entre a curva do sistema com a curva da bomba.

3.5 – Determinação do ponto de operação experimental

A altura manométrica (AMT) em função da vazão Q foi obtida aplicando-se a equação do balanço de energia entre um ponto inicial de análise (T) e um ponto final (S) conforme a equação 35.

$$AMT = \frac{P_{MAN-S} - P_{MAN-T}}{\gamma} + \frac{v_S^2 - v_T^2}{2g} + \Delta z + l_w S + l_w T \quad 35$$

No caso específico de se desprezar os termos de pressão e velocidade, a equação resume-se em:

$$AMT = \Delta z + l_w S + l_w T \quad 36$$

RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente trabalho comparou a determinação do ponto de operação teórico, com o ponto experimental. Estudou-se, além de água ($\mu = 1,0$ cP), uma solução de açúcar preparada a 20% ($\mu = 1,2$ cP).

4.1. Resultados teóricos

4.1.1 – Curva teórica da bomba

A bomba utilizada possuía uma curva para 3500 rpm representada pelas variáveis vazão Q (m^3/h) e altura manométrica $H1$ (m) da tabela 4.1. Através do inversor acoplado ao motor da bomba foi fixada a rotação de 1850 rpm. De acordo com a equação 30, para a determinação da altura manométrica pela lei da similaridade foi calculado o valor correspondente da altura manométrica para esta rotação de 1850 rpm, sendo o resultado exposto na coluna $H2$ (m) ou $H2$ (in) e na Figura 4.1.

A comparação da curva fornecida pelo fabricante, dita teórica, com a obtida experimentalmente foi feita na Figura 4.2 e os valores experimentais H_{exp} estão relacionados nesta tabela 4.1 na última coluna.

Tabela 4.1 – Vazão e altura manométrica teórica

$Q(m^3/h)$	$H1$ (m)	$H2$ (m)	$H2$ (in)	H_{exp} (in)
0	32,5	9,07985	357,4744	
2	32	8,94016	351,9748	340
3	32	8,94016	351,9748	320
4	31,5	8,80047	346,4752	291
5	31	8,66078	340,9756	258
6	30	8,3814	329,9764	210
8,5	28	7,82264	307,978	
10,5	26	7,26388	285,9795	
	22,5	6,28605	247,4823	

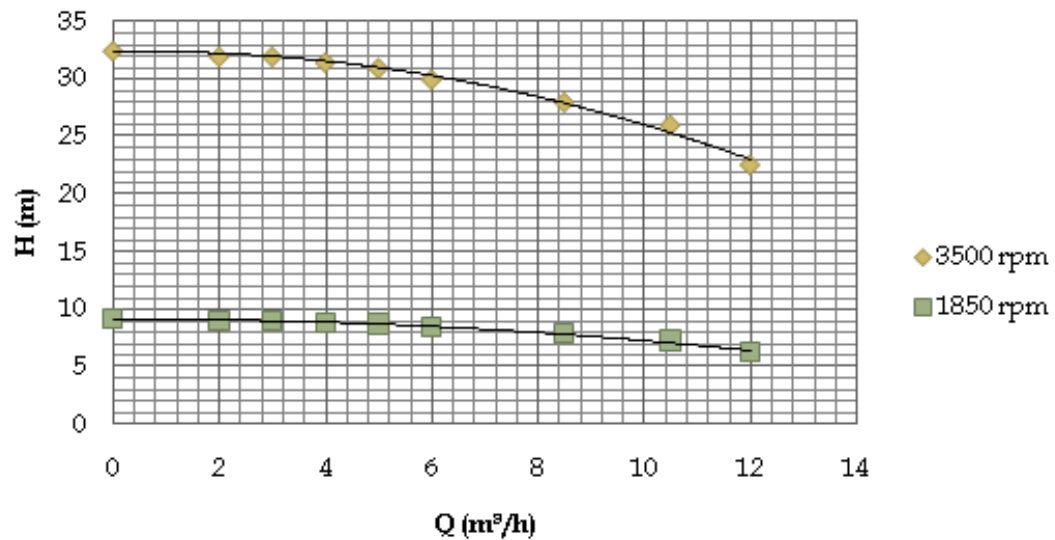


Figura 4.1 – Curva da Bomba a 3500 rpm e 1850 rpm.

A Figura 4.2 mostra a comparação da curva da bomba teórica com a experimental. Com o objetivo da determinação do ponto de operação a curva adotada foi a experimental, pois a curva teórica não apresenta uma inclinação que cruze com a curva do sistema, o que mostra um erro nesta curva teórica.

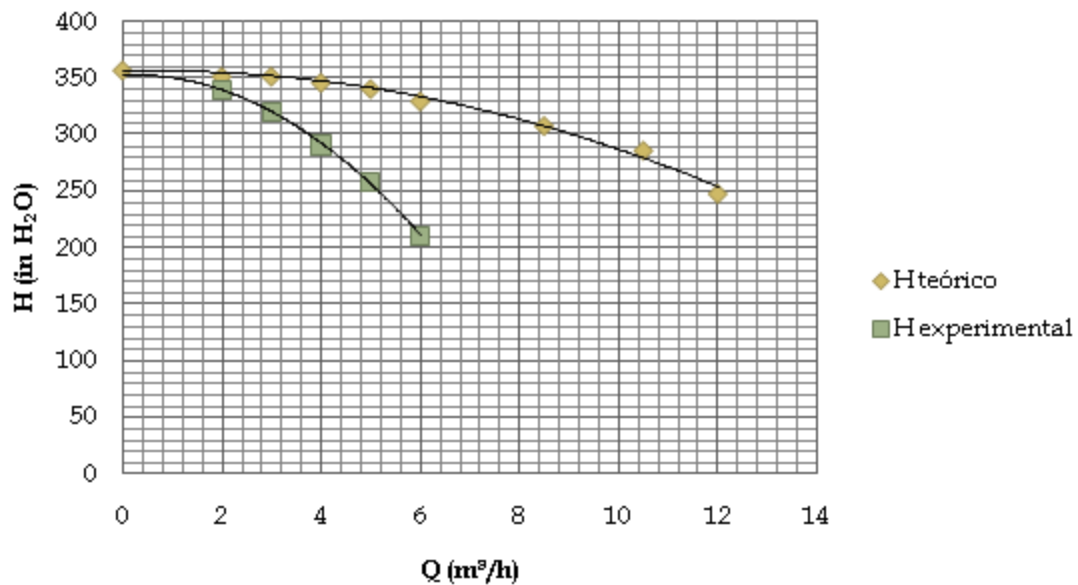


Figura 4.2 – Representação das curvas da bomba teórica e experimental.

4.1.2 - Curva teórica do sistema

Com o objetivo da determinação da curva do sistema conforme foi mostrado na Figura 2.9, calculou-se as perdas de carga entre os trechos AB, BC e BD utilizando para tanto a equação 18 de Fair-Whipple-Hsiao. Os acessórios de tubulação provocam uma perda de carga localizada, e seu comprimento equivalente pode ser retirado de MORAES (2011) ou MACINTYRE (1986), valores parciais de acessórios podem ser encontrados no Apêndice C.

Introduzindo valores de comprimento, diâmetro e acessórios na equação 18 a perda de carga lw no trecho AB torna-se função da vazão Q resultando na expressão:

$lw = 28025,24*Q^{1,75}$ de A até a bomba e $lw = 58429,97*Q^{1,75}$ da bomba até B, a soma destes dois valores é a perda de carga no trecho AB, sendo mostrada na tabela 4.2

Tabela 4.2 – Perda de carga lw no trecho AB em in.H₂O

Q (m ³ /h)	lw (in.H ₂ O)
0,00	0,000
1,00	2,034
2,00	6,842
3,00	13,911
4,00	23,015
5,00	34,010
6,00	46,792

Tratamento similar é dado para o cálculo da perda de carga no trecho BC: a expressão para este trecho de tubulação se torna $lw = 181825,32*Q^{1,75}$ e os dados para a preparação da curva do sistema estão na tabela 4.3

Tabela 4.3 – Perda de carga lw no trecho BC em in.H₂O

Q (m ³ /h)	lw (in.H ₂ O)
0,00	0,000
0,90	3,558
0,80	2,896
0,70	2,292
0,60	1,750

Continua

Tabela 4.3-Perda de carga lw no trecho BC em in. H₂O(continuação)

Q (m ³ /h)	lw (in.H ₂ O)
1,8	11,969
1,60	9,739
1,40	7,710
1,20	5,887
2,80	25,932
2,50	21,267
2,20	17,004
1,80	11,969
3,90	46,311
3,60	40,257
3,30	34,571
3,00	29,260
4,80	66,602
4,50	59,489
4,20	52,723
3,90	46,311
5,80	92,750
5,50	84,518
5,20	76,617
4,90	69,049

Perda de carga do BD: a expressão para este trecho de tubulação torna-se:
 $lw = 295988,48 * Q^{1,75}$ e a curva do sistema é resultado da tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Perda de carga lw no trecho BD em in.H₂O

Q (m ³ /h)	lw (in.H ₂ O)
0,10	24,876
0,20	25,056
0,30	25,320
0,40	25,661
0,60	26,550
0,80	27,695
0,50	26,072
1,20	30,687
0,70	27,092
1,00	29,078
1,10	29,855
0,00	24,8

O passo 1 do cálculo é relativo às curvas dos sistemas compostos pelos trechos de tubulação AB, BC e BD. Somando-se as curvas BC com BD tem-se a curva BCD como mostra a Figura 4.3.

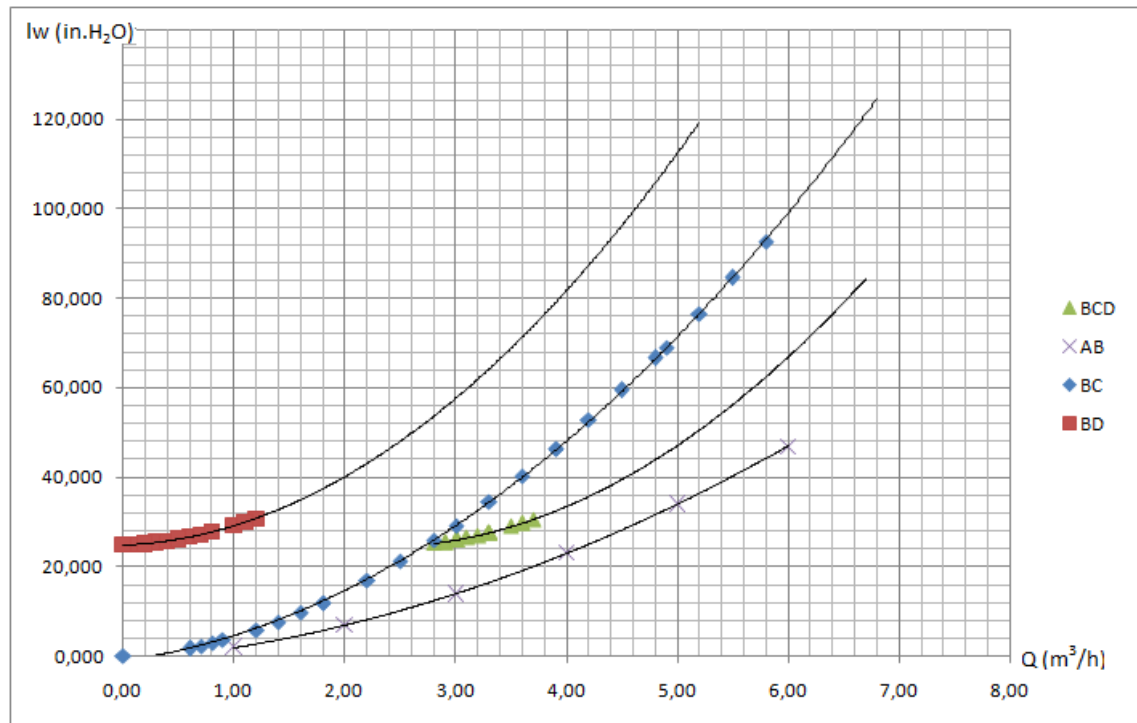


Figura 4.3 – Perdas de carga nos trechos AB, BC e BD.

O passo 2 do cálculo considera a elevação da cota, assim a curva do sistema BC se transforma em BC' e a BD em BD', conforme a Figura 4.4.

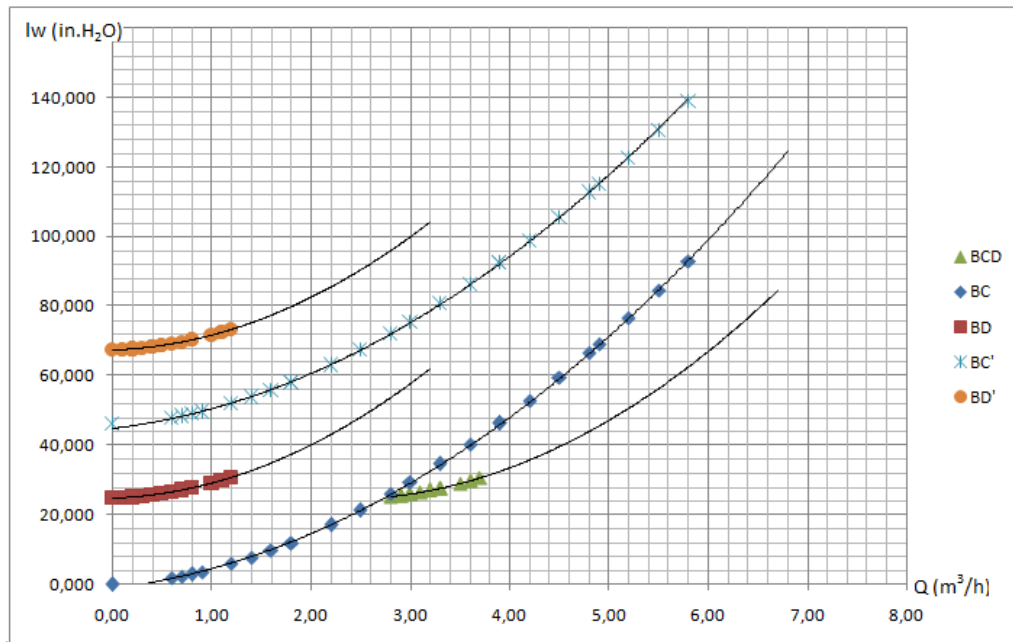


Figura 4.4 – Curvas BC, BD, BCD, BC' e BD'.

O passo 3 do cálculo mostra a soma das curvas BC' e BD' gerando a curva de perda de carga BCD', como mostra a Figura 4.5. A curva da bomba também é mostrada nesta mesma figura, iniciando o processo de encontro do ponto de operação.

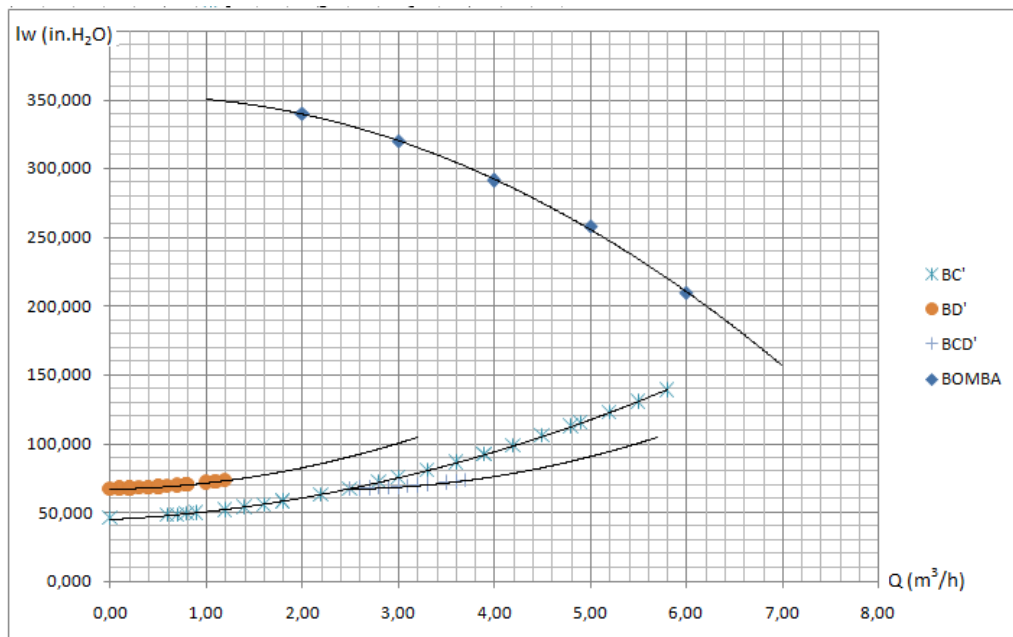


Figura 4.5 – Curvas, BC', BD', BCD' e da bomba.

O passo 4 mostra a curva final do sistema, quando a curva BCD' é somada à curva AB gerando a curva final BCD'A, conforme a Figura 4.6.

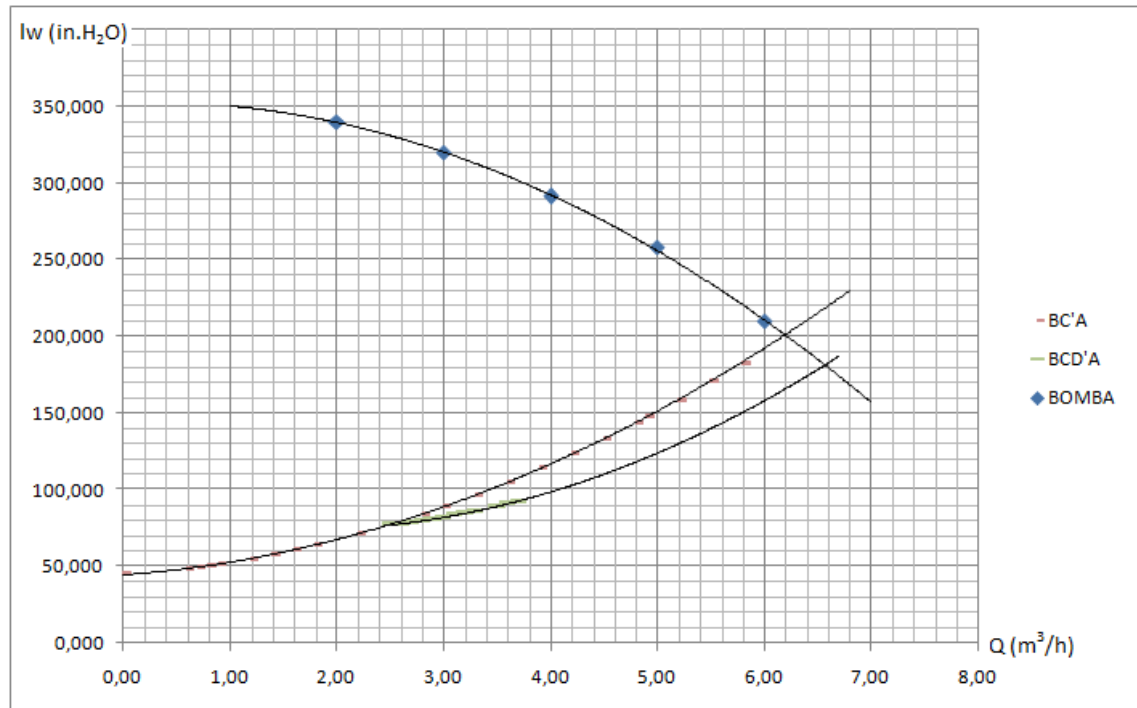


Figura 4.6 – Curvas, BC'A, BCD'A e da bomba.

O ponto de operação é gerado pelo cruzamento da curva BCD'A que representa a curva do sistema, com a curva da bomba. O ponto de operação P do sistema ramificado pode ser visto na Figura 4.7.

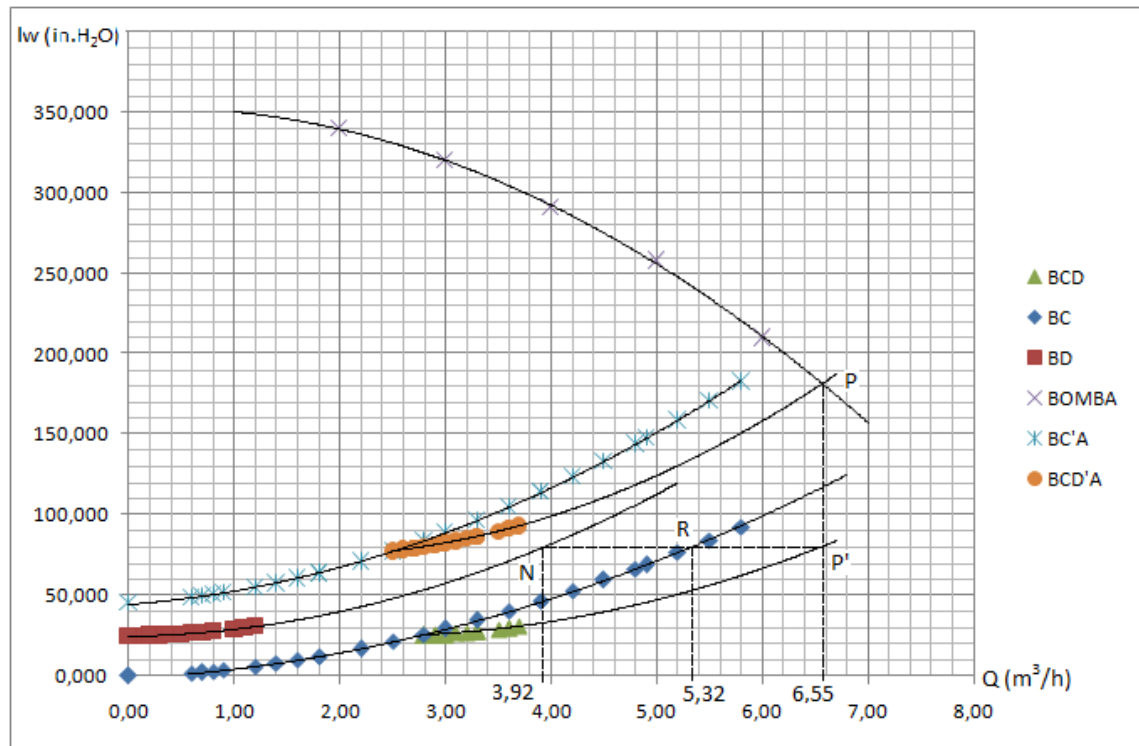


Figura 4.7 – Ponto de operação do sistema ramificado.

Assim, descendo desde o ponto de operação P verticalmente encontra-se o ponto P' na curva BCD, obtendo-se a vazão de 6,55 m³/h. O ponto referente às vazões individuais é determinado na horizontal até o encontro com a curva BC e o encontro da curva BD.

Neste caso encontra-se

Na BC → 5,32 m³/h

Na BD → 3,92 m³/h

Resultando um total de 9,24 m³/h.

Comparando-se o valor medido do ponto P com a somatória das correntes individuais Q' e Q'', um desvio de 12,5% é encontrado de acordo com a equação 32 .

$$\text{desvio} = \frac{\text{Valor teórico} - \text{Soma das correntes}}{\text{Valor teórico}} \times 100 \quad (32)$$

$$\text{desvio} = \frac{6,55 - 9,24}{6,55} \times 100 = 41,1\%$$

4.2 - Resultados experimentais

O experimento foi realizado primeiramente com água, sendo os dados coletados, através dos passos de 01 a 04 (item 2.3.4). Foi construído o gráfico das correntes individuais e também calculada a potência da bomba. O experimento seguiu com a preparação de uma solução de açúcar a 20% e repetido todo o procedimento.

O experimento detalhado é descrito a seguir:

Com os dados das vazões tomadas nas descargas dos tanques C e D, foi calculada a perda de carga pelo método dos dois k (equações 15 e 16), utilizando a equação 13 para a determinação do fator f de atrito. Assim, levantou-se a curva do sistema para água primeiramente e depois outras medidas para bombeamento de solução de açúcar a 20%. Foi aplicada a equação 31 para a elaboração da curva do sistema.

Em todas as situações foi determinado o ponto de operação de acordo com a Figura 2.10 e calculada a potência do motor, efetuando o cálculo pela equação 27.

As dimensões do sistema projetado encontram-se assinaladas na Figura 4.8.

Nesta figura tem-se a presença de um rotâmetro que foi utilizado para a determinação da curva da bomba, já que para este levantamento foi efetuada a diferença de pressão do nível do recipiente A até o PI (indicador de pressão) instalado na descarga da tubulação. Após a determinação dos dados para confecção da curva da bomba o rotâmetro foi retirado e substituído por um trecho de tubulação reta para a continuidade do experimento.

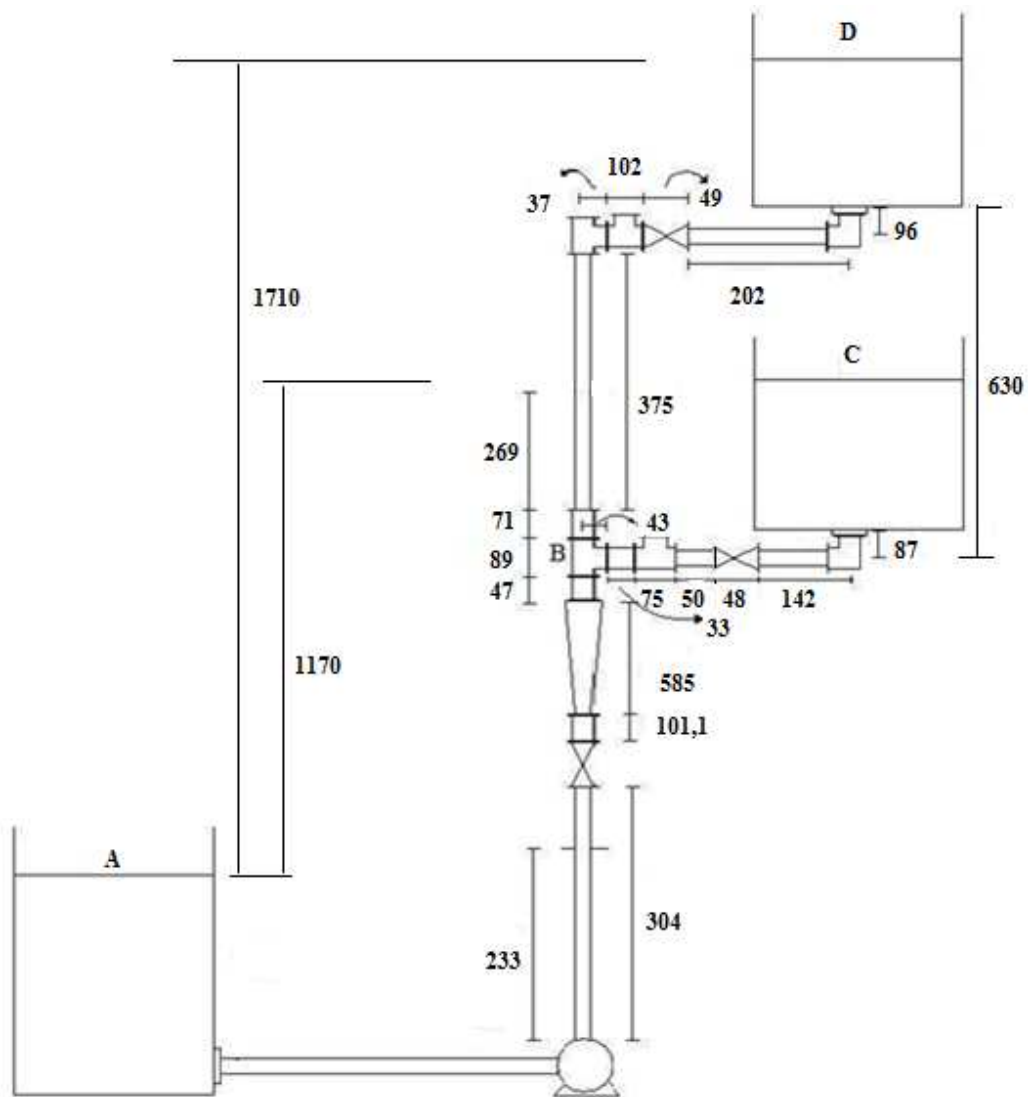


Figura 4.8 – Dimensões da unidade experimental em mm

4.2.1 – Experimento realizado com água

No passo 1 construíram-se as curvas de perda de carga dos trechos AB, BC e BD entre os tanques. O término deste passo é a soma das curvas BC e BD. A Tabela 4.5 apresenta os dados das vazões coletadas no experimento e a perda de carga para os trechos AB, BC e BD. No apêndice B pode ser verificada uma planilha utilizada para o cálculo da perda de carga h_f .

Tabela 4.5 - Curvas dos sistemas A B ; B C ; B D

BC		BD		AB	
Q' (m ³ /h)	h _f (in. H ₂ O)	Q'' (m ³ /h)	h _f (in. H ₂ O)	Q _{total} (m ³ /h)	h _f (in. H ₂ O)
3,41	21,00	2,25	12,57	5,66	35,30
3,12	16,57	2,16	11,59	5,25	30,50
3,09	16,26	1,91	9,10	5,03	28,06
2,96	14,93	0,59	0,92	3,43	13,36
2,84	13,76	0,34	0,32	3,30	12,40

A Tabela 4.6 mostra os dados utilizados para a soma das curvas BC + BD gerando a curva BCD, nota-se que para gerar esta curva BCD parte-se do valor de 63 cm , ou seja 24,8 in.

Tabela 4.6 - Curva BCD soma de BC + BD (valores em in. H₂O)

Q (m ³ /h)	AB	BC	BD	BCD
0,00	0,00	0,00	24,80	
0,34			25,12	
0,59			25,72	
1,91			33,90	
2,16			36,39	
2,25			37,37	
2,84		13,76		
2,96		14,93		
3,09		16,26		
3,12		16,57		
3,30	12,40			
3,41		21,00		
3,43	13,36			
3,80				24,80
4,14				25,12
4,39				25,72
5,03	28,06			
5,25	30,50			
5,66	35,30			
5,71				33,90
5,96				36,39
6,05				37,37

A Figura 4.9 mostra as curva de perda de carga dos trechos AB ; BC ; BD e a BCD tendo-se as vazões na abscissa e a altura manométrica em in. H₂O na ordenada.

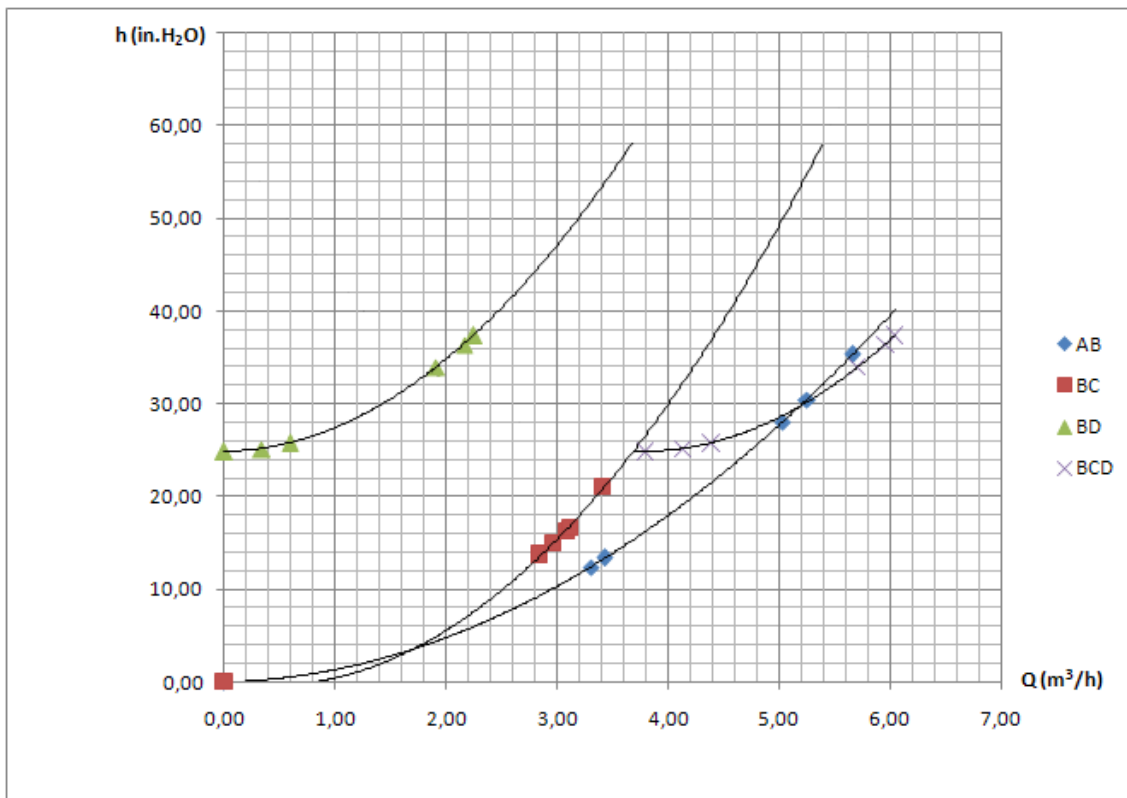


Figura 4.9 – Curvas de perda de carga AB; BC; BD e a BCD (in H₂O).

No passo 2 serão consideradas as cotas do sistema, elevando as curvas BC em 117 cm (46,06 in) e BD em 171 cm (67,32 in) resultando respectivamente em BC' e BD'

Ponto A ao ponto C → desnível 117 cm (46,06 in.);

Ponto A ao ponto D → desnível 171 cm (67,32 in.).

A Tabela 4.7 mostra os valores das perdas de carga em in H₂O entre os trechos BC e BD, agora somados às cotas 46,06 in. e 67,32 in. respectivamente, originando assim as curvas BC' e BD'. A Figura 4.10 apresenta as curvas de perdas de carga dos trechos já consideradas as cotas, BC' e BD'.

Tabela 4.7 – Dados das curvas BC' e BD' (em in H₂O)

Q (m ³ /h)	AB	BC	BD	BCD	BC'	BD'
0,00	0,00	0,00	24,80		46,06	67,32
0,34			25,12			67,64
0,59			25,72			68,24
1,91			33,90			76,42
2,16			36,39			78,91
2,25			37,37			79,89
2,84		13,76			59,82	
2,96		14,93			60,99	
3,09		16,26			62,32	
3,12		16,57			62,63	
3,30	12,40					
3,41		21,00			67,06	
3,43	13,36					
3,80				24,80		
4,14				25,12		
4,39				25,72		
5,03	28,06					
5,25	30,50					
5,66	35,30					
5,71				33,90		
5,96				36,39		
6,05				37,37		

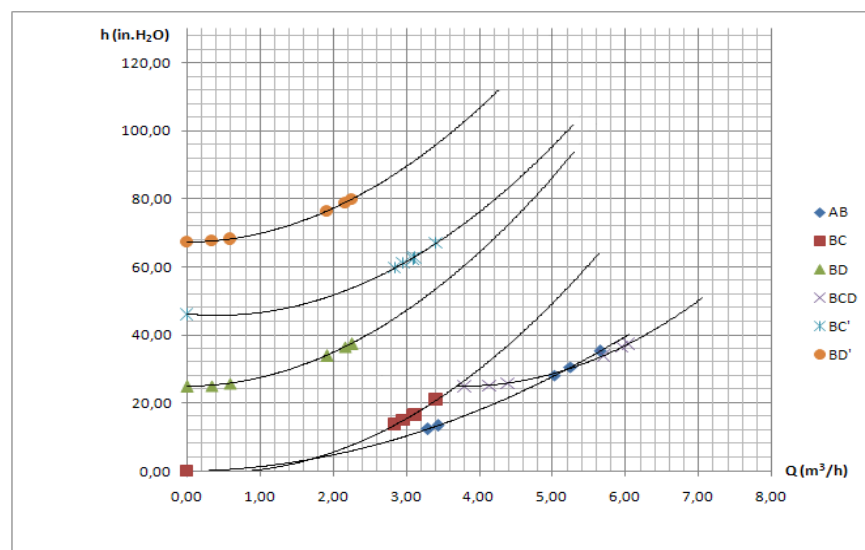


Figura 4.10 – Curvas BC' ; BD'.

No passo 3 há a soma das curvas BC' e BD' gerando a curva BCD' . A Tabela 4.8 mostra estes valores assim como os dados para a preparação da curva da bomba.

Tabela 4.8 – Soma das curvas BC' e BD' gerando a BCD' (in H₂O)

Q (m ³ /h)	BC'	BD'	BCD'	BOMBA
0,00	46,06	67,32		
0,34		67,64		
0,59		68,24		
1,91		76,42		
2,16		78,91		
2,25		79,89		
2,84	59,82			
2,96	60,99			
3,09	62,32			
3,12	62,63			
3,41	67,06			
3,80			67,32	
4,14			67,64	
4,39			68,24	
5,71			76,42	
5,96			78,91	
6,05			79,89	
6,80				167,32
6,20				196,85
5,80				218,5
5,20				246,06
4,60				275,59
4,20				285,43
3,60				305,12

A Figura 4.11 mostra o gráfico das perdas de carga BC' e BD' e sua soma BCD'. Também nesta figura encontra-se a curva da bomba.

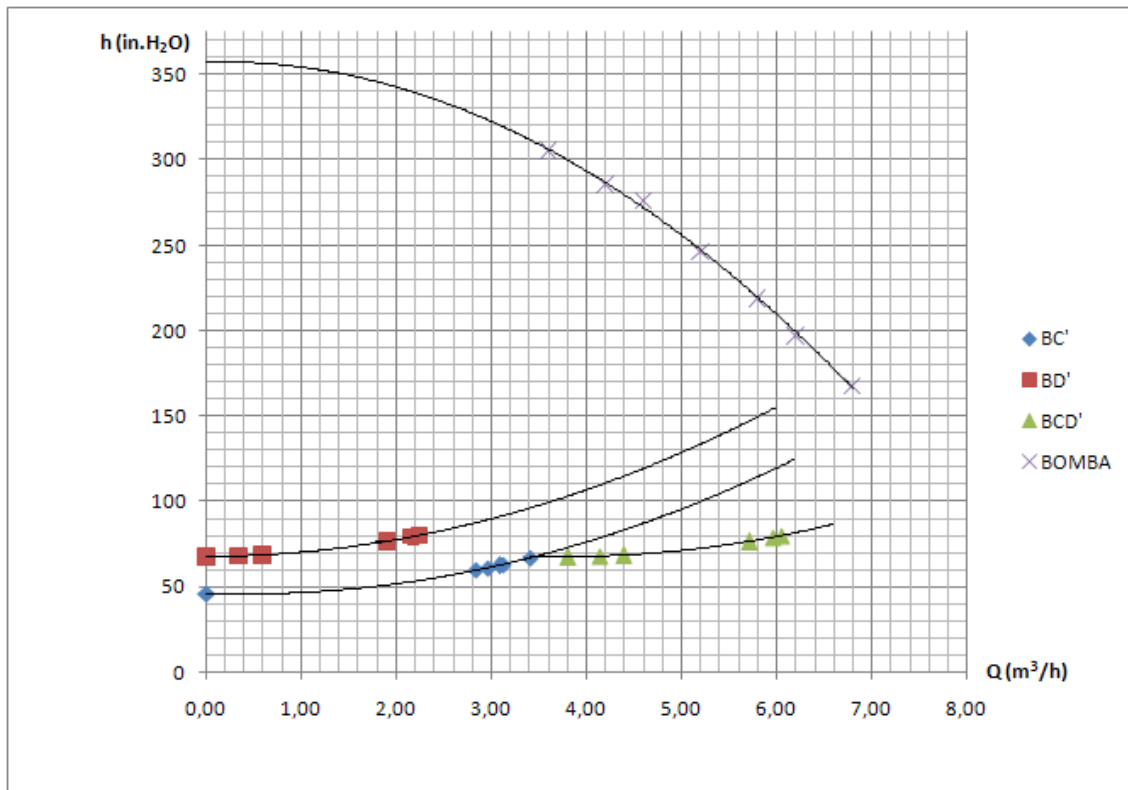


Figura 4.11 – Curvas BC'; BD' , BCD' e a bomba.

No passo 4 há a soma da curva AB à BC' e a BCD' gerando a curva BCD'A. A Tabela 4.9 mostra estes valores contemplando ainda os dados da curva da bomba.

Tabela 4.9 – Soma do trecho AB às curvas BC' e BCD'

Q(m ³ /h)	BOMBA	BC'A	BCD'A
0,00		46,06	
2,84		96,02	
2,96		99,19	
3,09		102,70	
3,12		103,53	
3,41		112,94	
3,80			120,08
4,14			126,55
4,39			131,77
5,71			165,73
5,96			173,39

continua

Tabela 4.9 – Soma do trecho AB às curvas BC' e BCD' (continuação)

Q(m ³ /h)	BOMBA	BC'A	BCD'A
6,05			176,21
6,80	167,32		
6,20	196,85		
5,80	218,50		
5,20	246,06		
4,60	275,59		
4,20	285,43		
3,60	305,12		

A Figura 4.12 mostra o resultado da soma da curva AB às curvas BC' e BCD' produzindo as curvas BC'A e a BCD'A respectivamente. O ponto de encontro desta curva BCD'A com a curva da bomba é chamado ponto de operação do sistema de recalque para níveis diferentes ou ponto P, no qual pode ser lida a vazão de 6,4 m³/h e altura de 189 in H₂O.

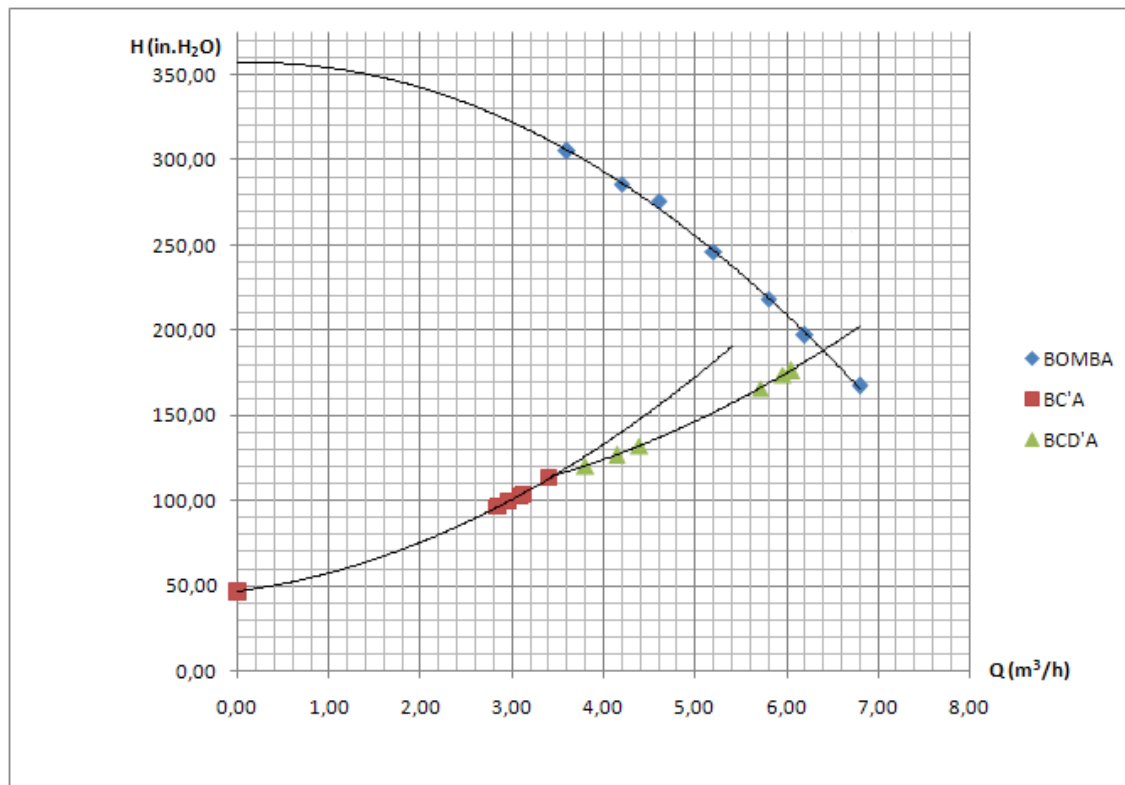


Figura 4.12 – Curvas BC'A e BCD'A.

No passo 5 há a determinação das correntes individuais Q' e Q'' . A Figura 4.13 mostra a determinação destas correntes individuais. Traça-se a reta descendente vertical de P a P' situado na BCD. Deste P' é traçada uma reta horizontal P'M onde encontra a curva BC, ponto R, é o ponto individual de transferência para o tanque C e onde encontra a curva BD, ponto N, é o ponto de transferência para o tanque D.

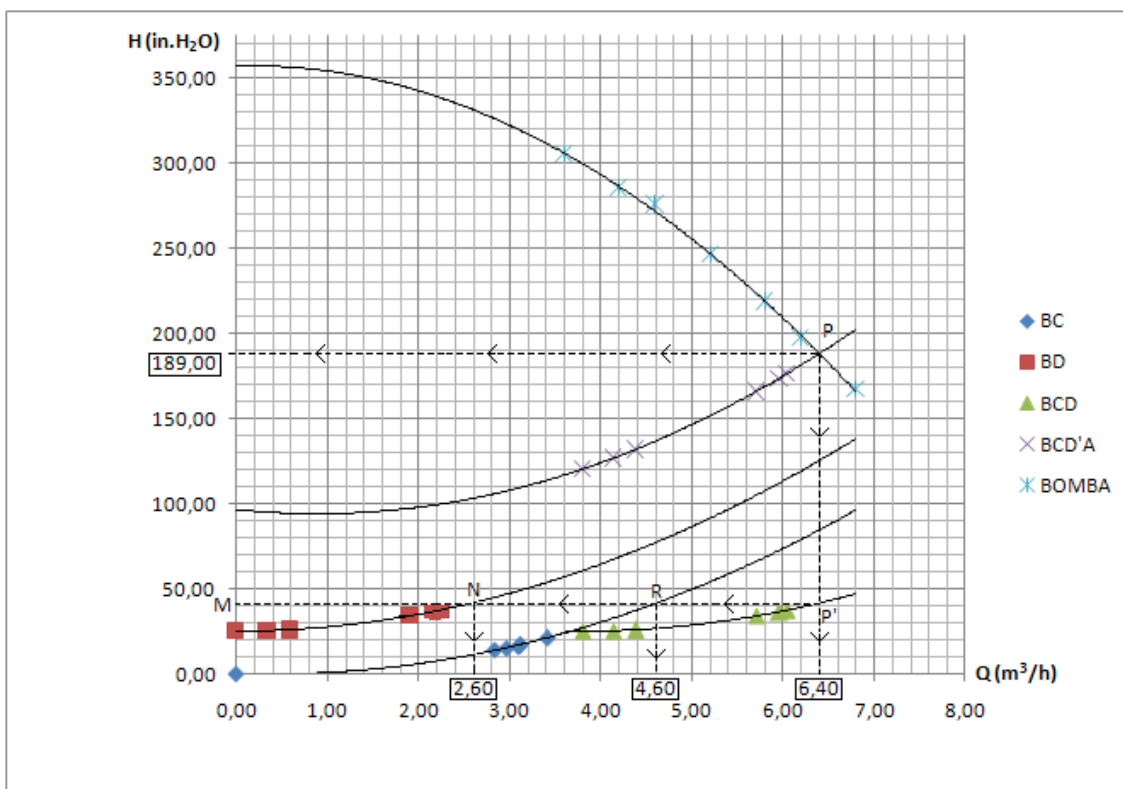


Figura 4.13 – Determinação através da curva do sistema, das correntes Q' e Q'' .

Assim, descendo desde o ponto de operação P verticalmente encontra-se o ponto P' na curva BCD obtendo-se a vazão de $6,40 \text{ m}^3/\text{h}$. O ponto referente às vazões individuais é determinado na horizontal até o encontro com a curva BC e o encontro da curva BD.

Neste caso encontra-se Na BC $\rightarrow 4,6 \text{ m}^3/\text{h}$

Na BD $\rightarrow 2,6 \text{ m}^3/\text{h}$

resultando um total de $7,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Comparando-se o valor medido do ponto P com a somatória das correntes individuais Q' e Q'' , um desvio de 12,5% é encontrado de acordo com a equação 32 .

$$\text{desvio} = \frac{\text{Valor teórico} - \text{Soma das correntes}}{\text{Valor teórico}} \times 100 \quad (32)$$

$$\text{desvio} = \frac{6,40 - 7,206,40}{7,206,40} \times 100 = 12,5\%$$

Apresentando o sistema com todas as curvas tem-se a Figura 4.14 que mostra desde o passo 1 até o passo 5.

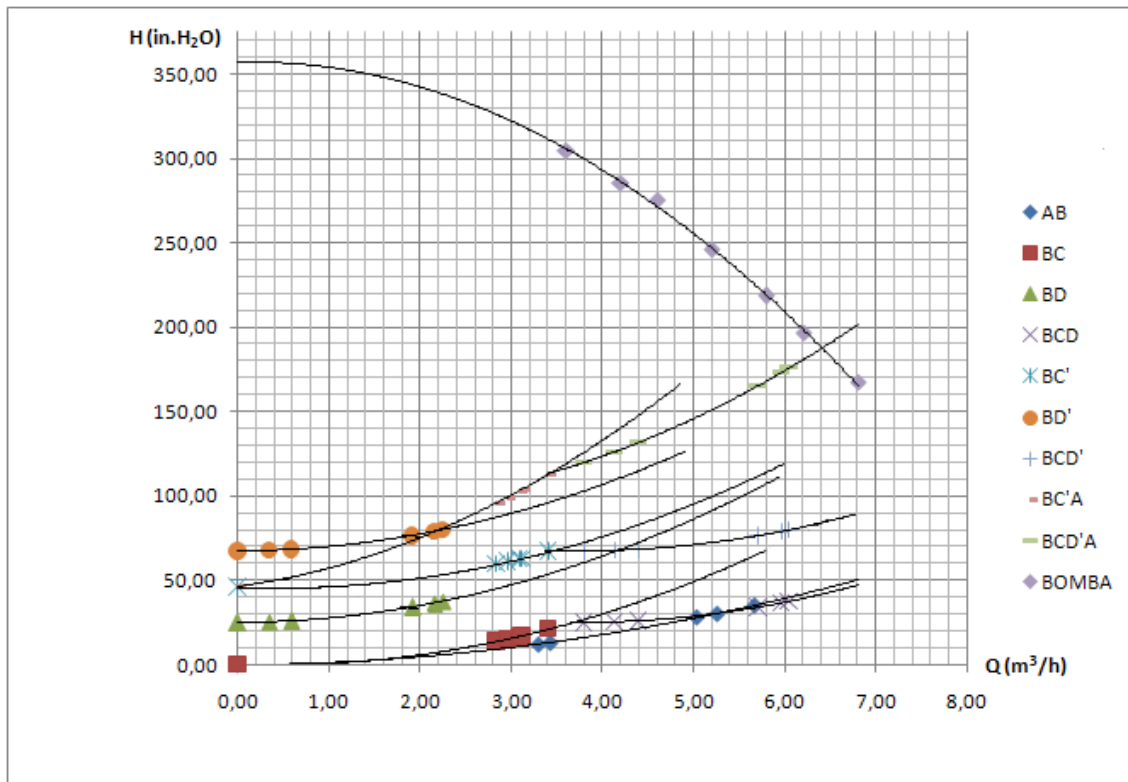


Figura 4.14 – Curva total do sistema ramificado.

4.2.2 - Determinação da potência consumida (água)

A potência consumida no sistema de bombeamento ramificado foi calculada através da equação 27 tendo-se o comprimento do braço B = 31,2 cm, a vazão como somatória $Q' + Q''$ e a força F com um dinamômetro instalado na braço preso ao motor em balanço. Os dados estão apresentados na tabela 4.10. A Figura 4.15 mostra o aumento da potência consumida em função da somatória das vazões $Q' + Q''$.

Tabela 4.10 – Vazão de bombeamento em função da Potência

W total (kg/h)	F (kgf/cm ²)	F (N)	B (m)	r (rpm)	r (rps)	Pot (W)
5660,00	0,624	6,120	0,312	1850,00	30,830	369,88
5250,00	0,585	5,740	0,312	1850,00	30,830	346,91
5030,00	0,584	5,730	0,312	1850,00	30,830	346,31
3430,00	0,564	5,530	0,312	1850,00	30,830	334,22
3300,00	0,563	5,520	0,312	1850,00	30,830	333,61

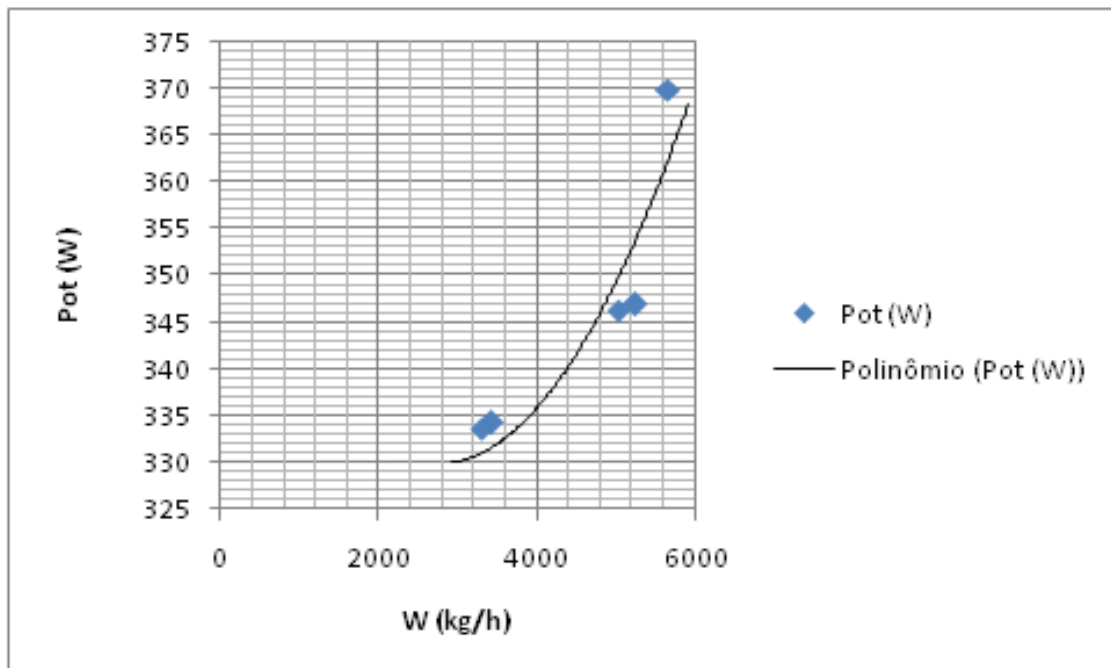


Figura 4.15 – Vazão do sistema em função da Potência medida.

4.2.3 – Experimento realizado com solução de açúcar a 20%.

A solução de açúcar foi preparada conforme Figura 4.16 para que se atingisse a densidade $\rho = 1,123 \text{ kg/L}$ e a viscosidade $\mu = 1,2 \text{ cP}$.



Figura 4.16 – Preparação da solução a 20% de açúcar.

No passo 1 construíram-se as curvas de perda de carga dos trechos AB ; BC e BD entre os tanques. O término deste passo é a soma das curvas BC e BD. A Tabela 4.11 apresenta os dados das vazões coletadas no experimento e a perda de carga para os trechos AB, BC e BD.

Tabela 4.11 - Curvas dos sistemas A B , B C e B D

BC		BD		AB	
Q (m ³ /h)	h _f (in. H ₂ O)	Q (m ³ /h)	h _f (in. H ₂ O)	Q (m ³ /h)	h _f (in. H ₂ O)
4,01	30,597	3,79	41,200	7,80	35,509
3,55	24,079	3,58	35,442	7,13	29,846
3,15	19,034	2,23	13,852	5,38	17,284
3,04	17,688	1,82	9,300	4,86	14,176
2,85	15,650	0,47	0,670	3,32	6,844

A Tabela 4.12 mostra os dados utilizados para a soma das curvas de perda de carga BC + BD gerando a curva BCD em in H₂O.

Tabela 4.12 - Curva BCD soma de BC + BD

Q (m ³ /h)	AB	BC	BD	BCD
0,00	0,000	0,000	24,800	
0,47			25,470	
1,82			34,100	
2,23			38,652	
2,85		15,650		
3,04		17,688		
3,15		19,034		
3,32	6,844			
3,55		24,079		
3,58			60,242	
3,65				24,800
3,79			66,000	
4,01		35,000		
4,12				25,470
4,86	14,176			
5,38	17,284			
5,47				34,100
5,88				38,652
7,13	29,846			
7,23				60,242
7,44				66,000
7,80	35,509			

A Figura 4.17 mostra as curvas AB, BC, BD e BCD tendo-se as vazões na abscissa e a altura manométrica na ordenada.

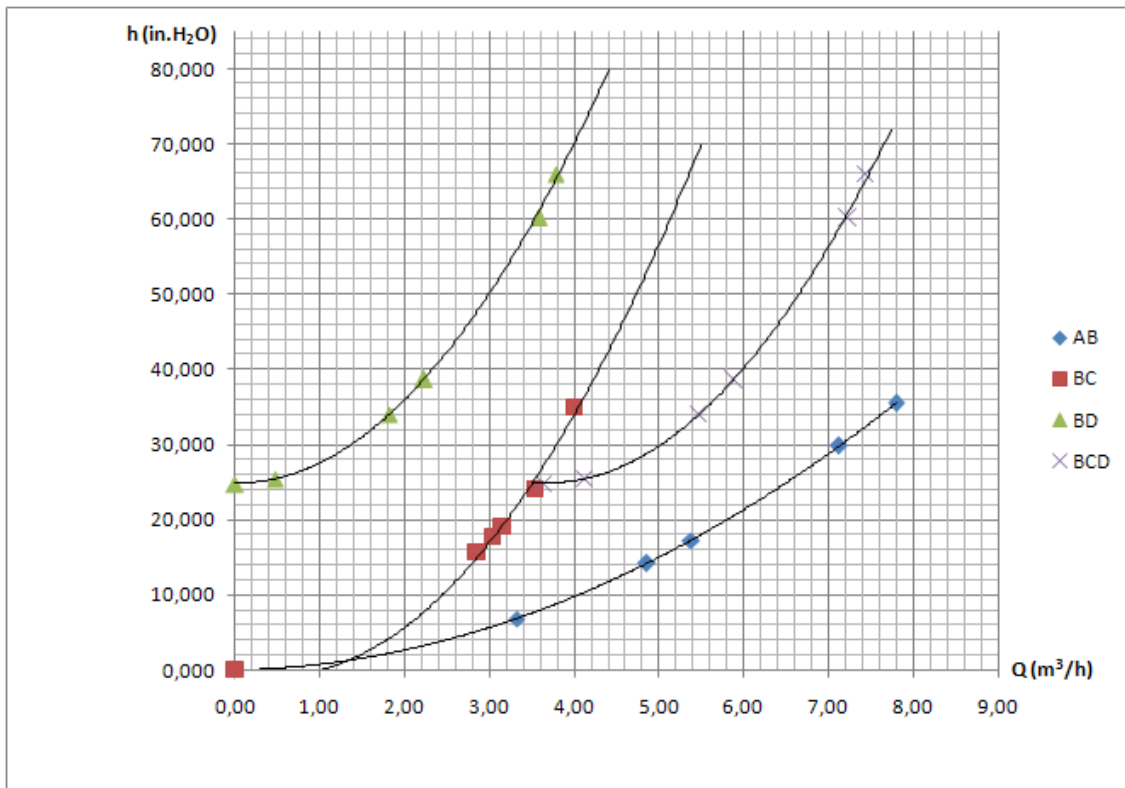


Figura 4.17 – Curvas AB, BC, BD e BCD.

No passo 2 são consideradas as cotas do sistema, elevando as curvas BC e BD resultando em BC' e BD'. Como o fluido trabalhado é a solução de açúcar a 20% de concentração, durante o experimento, quando do retorno do fluido ao tanque A de alimentação, começou a ocorrer muitos respingos e por conseqüência sujeira na área. Para minimizar esta situação o experimento foi efetuado com um nível menor no tanque A, fato que ocasionou cotas diferentes entre os pontos A ao C (AC) e A ao D (AD).

Ponto A ao ponto C → desnível 126,5 cm (49,8 in.)

Ponto A ao ponto D → desnível 179 cm (70,47 in.)

A Tabela 4.13 mostra os valores da vazão Q em m³/h em função das perdas de carga entre os trechos BC e BD em in H₂O, somados às cotas 49,8 in. e 70,47 in. respectivamente, originando assim as curvas BC' e BD'. A Figura 4.18 apresenta as curvas de perdas de carga dos trechos já consideradas as cotas, BC' e BD'.

Tabela 4.13 – Dados das curvas BC' e BD'

Q (m ³ /h)	AB	BC	BD	BCD	BC'	BD'
0,00	0,000	0,000	24,800		49,800	70,470
0,47			25,470			71,140
1,82			34,100			79,770
2,23			38,652			84,322
2,85		15,650			65,450	
3,04		17,688			67,488	
3,15		19,034			68,834	
3,32	6,844					
3,55		24,079			73,879	
3,58			60,242			105,912
3,65				24,800		
3,79			66,000			111,670
4,01		35,000			84,800	
4,12				25,470		
4,86	14,176					
5,38	17,284					
5,47				34,100		
5,88				38,652		
7,13	29,846					
7,23				60,242		
7,44				66,000		
7,80	35,509					

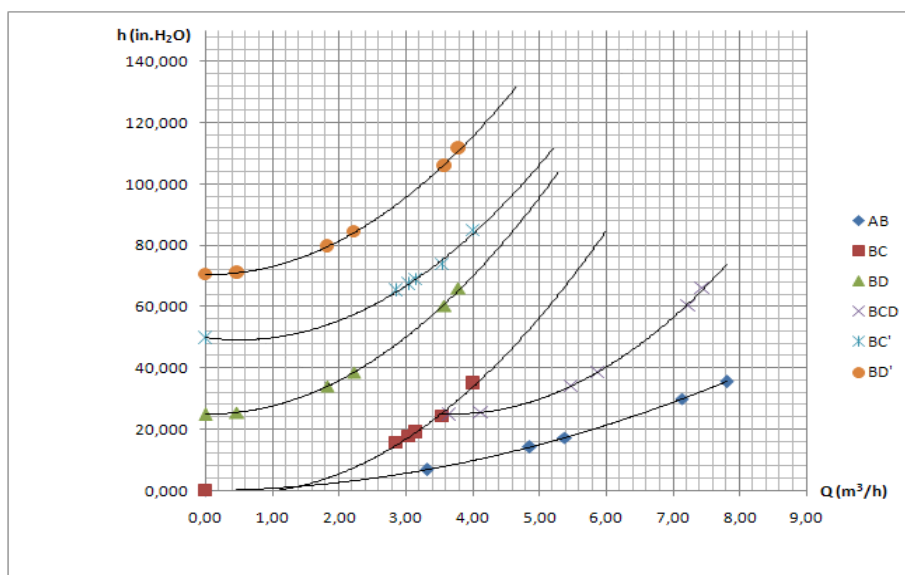


Figura 4.18 – Curvas BC', BD'.

No passo 3 há a soma das curvas BC' e BD' gerando a curva BCD' Figura 4.19. A Tabela 4.14 mostra estes valores assim como os dados para a preparação da curva da bomba.

Tabela 4.14 – Soma das curvas BC' e BD' gerando a BCD'

Q (m ³ /h)	BC'	BD'	BCD'	BOMBA
0,00	49,800	70,470		
0,47		71,140		
1,82		79,770		
2,23		84,322		
2,85	65,450			
3,04	67,488			
3,15	68,834			
3,55	73,879			
3,58		105,912	70,470	
3,60				305,120
3,79		111,670		
4,01	84,800			
4,12			71,140	
4,20				285,430
4,60				275,590
5,20				246,060
5,47			79,770	
5,80				218,500
5,88			84,322	
6,20				196,850
6,80				167,320
7,23			105,912	
7,44			111,670	

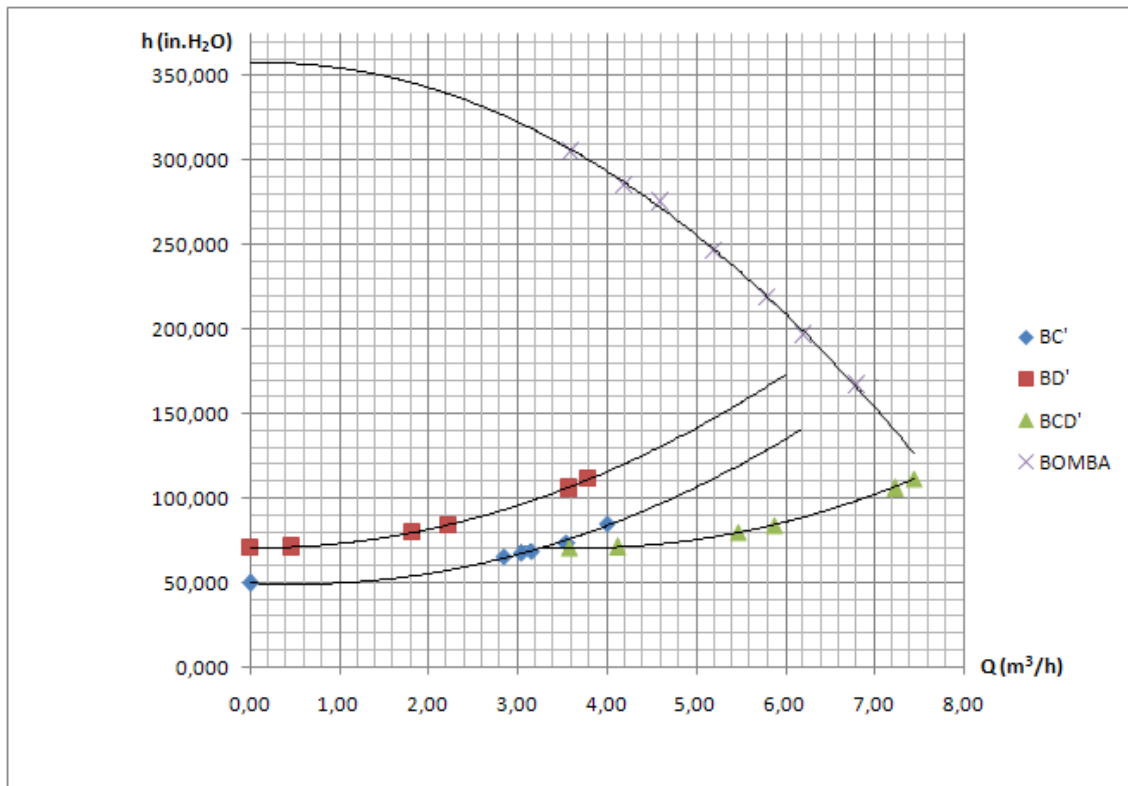


Figura 4.19 – Curvas BC', BD', a soma BCD' e bomba.

No passo 4 há a soma da curva AB à BC' e à BCD' gerando a curva BCD'A Figura 4.20 . A Tabela 4.15 mostra estes valores contemplando ainda os dados da curva da bomba.

Tabela 4.15 – Soma do trecho AB às curvas BC' e BCD'

Q (m ³ /h)	BOMBA	BC'A	BCD'A
0,00		49,800	
2,85		70,585	
3,04		73,287	
3,15		75,036	
3,55		81,658	
3,58			78,374
3,60	305,120		
3,79			
4,01		94,613	
4,12			81,474
4,20	285,430		

continua

Tabela 4.15 – Soma do trecho AB às curvas BC' e BCD'(continuação)

Q (m ³ /h)	BOMBA	BC'A	BCD'A
4,60	275,590		
5,20	246,060		
5,47			97,596
5,80	218,500		
5,88			104,825
6,20	196,850		
6,80	167,320		
7,23			136,550
7,44			144,066

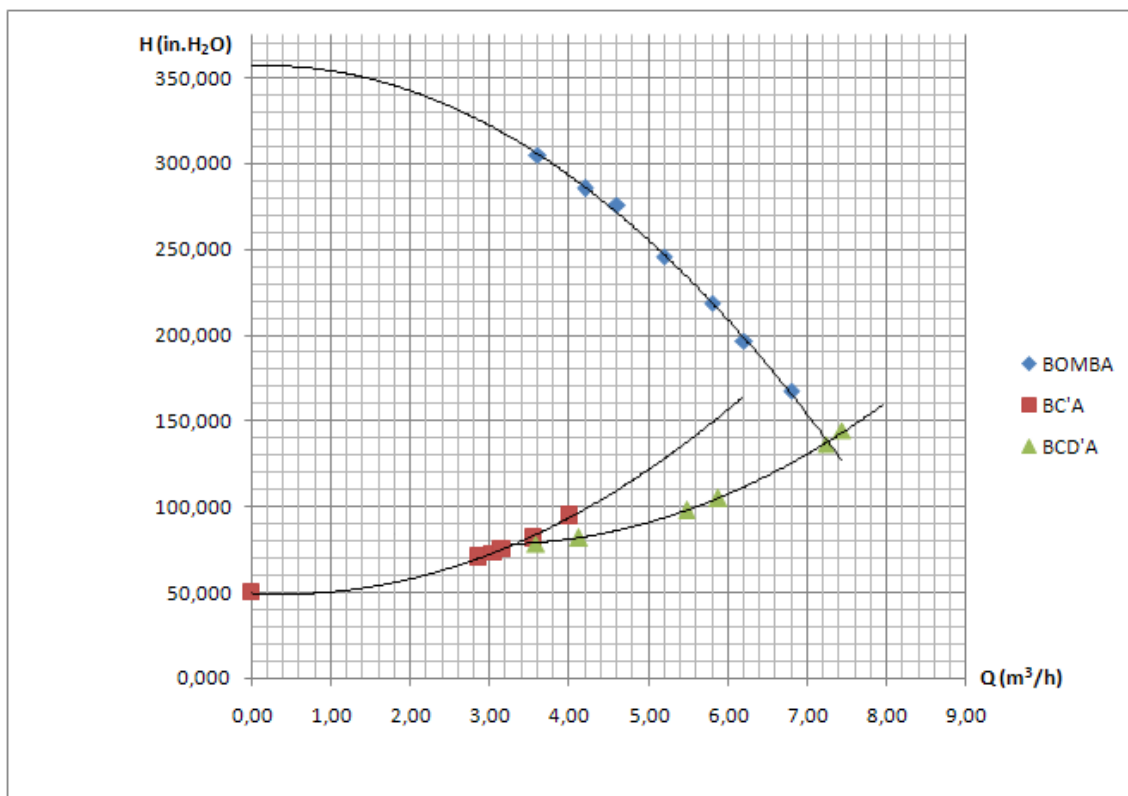


Figura 4.20 – Curvas BC'A e BCD'A.

No passo 5 há a determinação das correntes individuais Q' e Q'' mostradas na Figura 4.21. Traça-se a reta descendente vertical de P a P' situado na BCD. Deste ponto P' é traçada uma reta horizontal P'M onde encontra a curva BC (ponto R), sendo este o ponto

individual de transferência para o tanque C. A reta horizontal do ponto P' a curva BD origina o ponto N que indica o ponto de transferência para o tanque D.

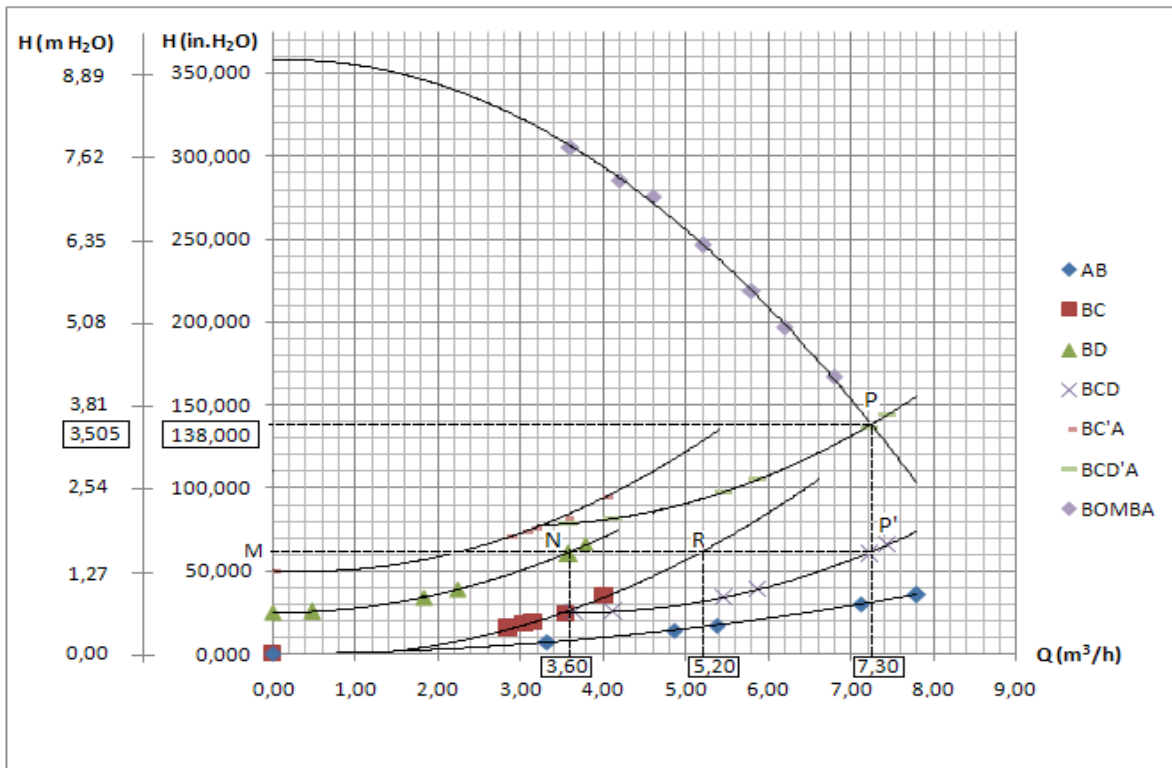


Figura 4.21– Determinação através da curva do sistema, das correntes Q' e Q".

Assim, descendo desde o ponto de operação P verticalmente encontra o ponto P' na curva BCD, determina-se a vazão de 7,30 m³/h. O ponto referente às vazões individuais é determinado na horizontal até o encontro com a curva BC e o encontro da curva BD.

Neste caso encontra-se Na BC → 5,20 m³/h

Na BD → 3,60 m³/h

Resultando um total de 8,80 m³/h.. Com estes valores, utilizando a equação 32 encontra-se um desvio de:

$$\text{desvio} = 7,30 - 8,807,30 \times 100 = 20,5\%$$

Apresentando o sistema com todas as curvas tem-se a Figura 4.22 que mostra as curvas obtidas desde o passo 1 até o passo 5.

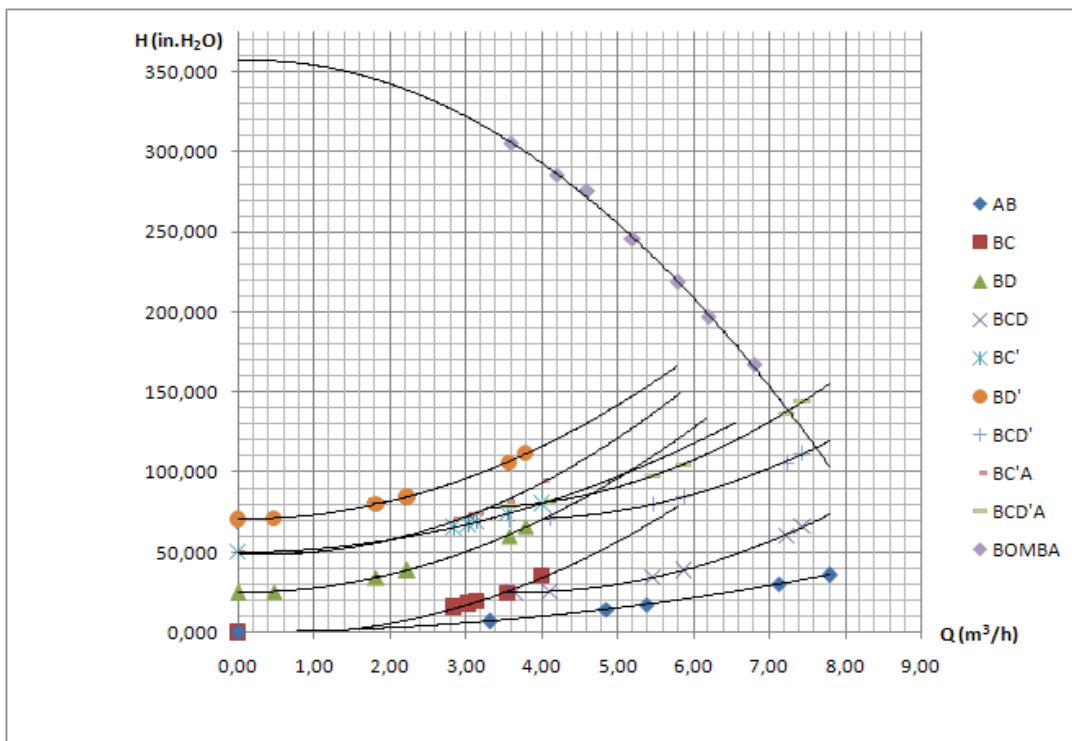


Figura 4.22 – Curva total do sistema ramificado com solução de açúcar.

4.2.4 - Determinação da potência consumida (solução de açúcar)

A potência consumida no sistema de bombeamento ramificado foi calculada através da equação 26 tendo-se o comprimento do braço B = 31,2 cm, a vazão como somatória $Q' + Q''$ e a força F com um dinamômetro instalado no braço preso ao motor em balanço. Os dados estão apresentados na Tabela 4.16. A Figura 4.23 mostra o aumento da potência consumida em função da somatória das vazões $Q' + Q''$.

Tabela 4.16 – Vazão de bombeamento em função da Potência

W total (kg/h)	F (kgf/cm ²)	F (N)	B (m)	r (rpm)	r (rps)	Pot (W)
8755,98	0,508	4,980	0,312	1850,00	30,830	300,98
8008,77	0,516	5,060	0,312	1850,00	30,830	305,81

continua

Tabela 4.16 – Vazão de bombeamento em função da Potência(continuação)

W total (kg/h)	F (kgf/cm ²)	F (N)	B (m)	r (rpm)	r (rps)	Pot (W)
6040,72	0,500	4,900	0,312	1851,00	30,85	296,34
6040,72	0,508	4,900	0,312	1850,00	30,830	296,34
5453,22	0,498	4,880	0,312	1851,00	30,850	295,13
3731,13	0,454	4,450	0,312	1856,00	30,930	269,82

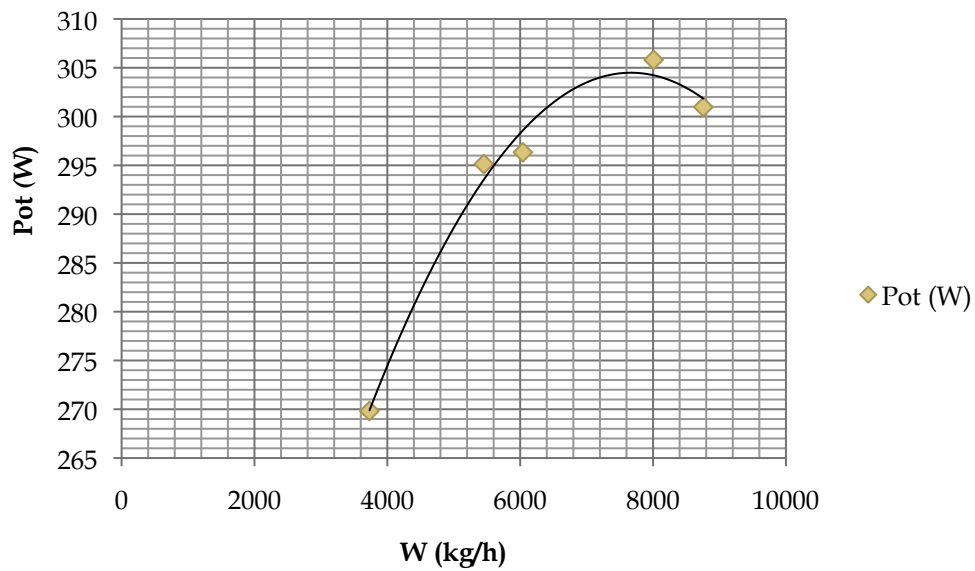


Figura 4.23 – Vazão do sistema em função da Potência medida.

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

CONCLUSÕES

Pode-se concluir, para as condições estudadas que:

a) A unidade experimental permitiu verificar a influência das variáveis de processo de um sistema ramificado de bombeamento.

b) Quando se aumentou a viscosidade em aproximadamente 20%, a potência desenvolvida no sistema de bombeamento diminuiu de 16 a 18 % em função do deslocamento para um ponto de maior rendimento na curva da bomba. A tabela 5.1 obtida das Figuras 4.15 e 4.23 compara a potência consumida para vazões de água e de solução de açúcar.

Tabela 5.1- Potência consumida para cada fluido

Q (kg/h)	Potência (W) p/ H ₂ O	Potência (W) p/ sol. Açúcar
4000	335	275
5000	350	290
6000	370	310

c) É possível teoricamente levantar as curvas do sistema, tomando-se cuidado com os valores adotados de Q' e Q'' , pois na curva do sistema de cada ramo a somatória de Q' e Q'' deve corresponder ao valor total Q enviado pela bomba e utilizado na construção da curva AB. O valor do desvio obtido de 41,1% entre o Q total e a soma de Q' e Q'' devido à extrapolação das curvas não influi do ponto de operação. A comparação entre o ponto de operação teórico de 6,55 m³/h com o experimental de 6,40 m³/h, demonstra a validade do método utilizado.

d) A técnica utilizada permite determinar a vazão em cada ramificação da tubulação por cálculos de perda de carga, ou seja, pode-se prever a necessidade ou não de se instalar uma válvula de controle na linha do tanque inferior.

SUGESTÕES

Visando a continuidade do estudo, sugere-se:

a-) Colocar os dois tanques em alturas maiores, aumentar o trecho BC e BD, para que a perda de carga entre o trecho AB seja o menos impactante possível, pois quando se soma a perda de carga deste trecho com BC e BD o experimento revelou que esta perda do trecho AB influencia muito no resultado.

b-) Buscar um produto com viscosidade bem alta, por exemplo ao redor de 100 cP, como Latex para estudar o comportamento, tomando-se o cuidado com a geração de resíduos.

c-) Desenvolver uma modelagem matemática para comparar dados teóricos com experimentais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Referências bibliográficas

AICHe Center for Chemical Process Safety, Guidelines for pressure relief and effluent handling systems, New York, p.265-269, 1998.

BARRIO, R.; PARRONDO J. ; BLANCO E., Numerical analysis of the unsteady flow in the near tongue region in a volute type centrifugal pump for different operating points, Computers & Fluids - may, 2010.

ÇENGEL, Y.A. ; CIMBALA J.M., Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações -1ª ed.São Paulo: McGraw Hill, 2007.

CRANE Co. Flow of fluids through valves, fittings and pipe, Crane Technical manual n° 410 , 15th ed. Chicago, Illinois, 1986.

COKER A.K., Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, Vol.1, 4ª ed. Gulf Professional Publishing, Elsevier 2007.

COUPER J.R; PENNEY W.R.; FAIR J.R.; WALAS S.M., Chemical process equipment selection and design, 2ª Ed. Bertterworth Heinemann, Elsevier, 2010.

DARBY R.- Correlate pressure drops through fittings, Chem. Engineering jul, 1999.

HOOOPER W. B., The two-k method predicts head losses in pipe fittings, Chem. engineering, aug 24, 1981.

HOOOPER W. B., Calculate head loss caused by change in pipe size, Chem. engineering, nov 7, 1988 .

KARASSIK, I. J., Centrifugal pumps and system hydraulics, Chem. engineering, oct 04, 1982.

Li, W. G., Effects of viscosity of fluids on centrifugal pump performance and flow pattern in the impeller - International Journal of Heat and Fluid Flow, p.207-212, 2000.

MACINTYRE, A. J. , Bombas e instalações de bombeamento 2ª. ed. Rio de janeiro: Guanabara Dois, 1987.

MACINTYRE, A. J., Instalações hidráulicas prediais e industriais , Guanabara Koogan, 1986.

Referências bibliográficas

- MANN, M. , How to use system-head curves , Chemical engineering, feb. 1953.
- MORAES Jr., D.;SILVA, E.L.; MORAES, M. S., Aplicações industriais de estática e dinâmica dos fluidos, p.139 – 140, 2011.
- NETTO, A., Manual de hidráulica , Ed. Edgard Blucher 1998.
- OLUJIC Z., Compute friction factors fast for flow in pipes , Chemical engineering dec 14, 1981.
- PEREIRA F.N.; SEGUIM M.C., Projetos químicos e petroquímicos, 1ª ed. São Paulo, Comunnicar, 2010.
- SERGUIDES, T.K , Estimate friction factor accurately, Chem. engineering, mar 5, 1984.
- WHITE, F.M., Mecânica dos fluidos, 4ª ed, McGraw Hill, p.495-498, 2002.

APÊNDICE

APÊNDICE A

Tabela A1 – Perda de carga pelo método dos dois K's

		Acessórios	K_1	K_∞	
Curvas	90°	“Standard” ($R/D = 1$), rosca	800	0,40	
		“Standard” ($R/D = 1$), flange/ soldado	800	0,25	
		Raio Longo ($R/D = 1.5$), todos os tipos	800	0,20	
		Curva com gomos ($R/D = 1.5$)	1 Solda (ângulo 90°)	1.000	1,15
			2 Solda (ângulo 45°)	800	0,35
			3 Solda (ângulo 30°)	800	0,30
	4 Solda (ângulo 22½°)		800	0,27	
	5 Solda (ângulo 18°)	800	0,25		
	45°	“Standard” ($R/D = 1$), todos os tipos	500	0,20	
		Raio Longo ($R/D = 1.5$), todos os tipos	500	0,15	
		Gomos, 1 soldado, ângulo 45°	500	0,25	
		Gomos, 2 soldado, ângulo 22½°	500	0,15	
	180°	“Standard” ($R/D = 1$), rosca	1.000	0,60	
“Standard” ($R/D = 1$), flange/ soldado		1.000	0,35		
Raio Longo ($R/D = 1.5$), todos os tipos		1.000	0,30		
Tes	Usado como curva	“Standard”, rosca	500	0,70	
		Raio Longo, rosca	800	0,40	
		“Standard”, flange ou rosca	800	0,80	
		“Stub-in-type branch”	1.000	1,00	
	Passagem reta te	Rosca	200	0,10	
		Flange ou solda	150	0,15	
“Stub-in-type branch”		100	0,00		
Válvulas	Gaveta	$\beta = 1.0$ [d(orif) = D(tubo)]	300	0,10	
	Esfera,	$\beta = 0.9$ trim reduzido	500	0,15	
	Plug	$\beta = 0.8$ trim reduzido	1.000	0,25	
	Globo, “standard” Globo, angular Diafragma Borboleta			1.500	4,00
				1.000	2,00
				1.000	2,00
				800	0,25
	Retenção	De portinhola		2.000	10,00
		De Mola		1.500	1,50
		De disco		1.000	0,50

APÊNDICE B

CALCULO DA PERDA DE CARGA EM TUBULAÇÃO - 2K

Diâmetro Interno	1,82 In	46,228 mm
Comprimento L reto	2,77 Ft	0,844296 m
Densidade	62,4 lb/ft ³	1,000481 k/L
Vazão	12480,3 lb/h	5660 kg/h
viscosidade	1 cP	
rugosidade do tubo	0,000015 Ft	0,004572 mm

velocidade 3,07516 ft/s 10,0896 m/s

área tansversal 0,018066 ft²
 velocidade 3,07516 ft/s
 Reynolds 43269,61
 ϵ/D 9,89E-05

fator f 0,021529 equação de Round para turbulento
 $f L/d = 0,393206 \quad v^2/2g = 0,146842$

CALCULO DA ΣK:					
	n°	k1	n x k1	Koo	n x Koo
Curva 90° rosca	0	800	0	0,4	0
Curva 90° solda	0	800	0	0,25	0
Curva 90° R/D = 1,5 raio longo	0	800	0	0,2	0
T saída lateral, rosca	0	500	0	0,7	0
T saída lateral, flange e solda	0	800	0	0,8	0
T passagem direta, rosca	0	200	0	0,1	0
T passagem direta, flange e solda	0	150	0	0,5	0
Valvula gaveta e esfera, passagem plena	0	300	0	0,1	0
Válvula globo	0	1500	0	4	0
outros			0		0
outros			0		0
Somatória			0		0

Tem saída de tanque, introduzir 1 se não tem introduzir o 2

SOMATÓRIA DE k = 0,000

Perda de Carga hf = 0,35 ft de fluido

Perda de Carga hf 0,152 Psi
4,219 in H₂O

Se o fluido tiver que subir (diferença de cotas) a diferença de pressão será p ex.:

APÊNDICE

$$\Delta P_{TOTAL} = 2 \text{ ft} + 2,35 \text{ ft}$$

APÊNDICE C

	Curva 90	Joelho 90	T 90	T reto	Entrada nomal	Entrada com borda	Valvula de gaveta
1"	0,6	1,5	3,1	0,9	0,5	1,2	0,3
1 ½"	0,7	2,0	4,6	1,5	0,6	1,8	0,4

*Tabela parcial dos acessórios de tubulação em PVC extraído de MORAES (2011) página 146