

GUILHERME SALIBA MINUZZO

DIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA DE
RESFRIAMENTO PARA UM COMPRESSOR DE AR

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Porto Alegre
2009



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

DIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO PARA UM COMPRESSOR DE AR

GUILHERME SALIBA MINUZZO

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. VOLNEI BORGES
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. PAULO SMITH SCHNEIDER
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. SÉRGIO LUIZ FREY
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2009

de modo especial, à minha mãe, Enoemia S. Minuzzo.que sempre incentivou a educação e a busca pelo conhecimento.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço à Universidade Federal do Rio Grande do Sul pela oportunidade de obtenção deste título e formação acadêmica.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Otto Beyer* pelo conhecimento transmitido conduzindo o trabalho da melhor forma possível e sempre se mostrando bem disposto à orientar.

Aos meus pais *Renato e Enoemia*, e minhas irmãs *Gisele e Giseane* pela compreensão e motivação durante esta longa jornada de aprendizado.

À minha namorada, *Samira* que sempre esteve ao meu lado e me apoiou nas decisões tomadas, sendo o ponto de apoio nos momentos difíceis.

Aos meus amigos e colegas de trabalho, em especial ao Eng. Mec. Marcos Rodrigues pela colaboração e grande aprendizado profissional proporcionado.

Aos colegas e amigos de faculdade pelo companheirismo durante estes anos de graduação.

“A mente que se abre
a uma nova idéia
jamais voltará ao seu
tamanho original”

Albert Einstein

MINUZZO, G. S. Dimensionamento de uma rede de distribuição de água de resfriamento para um compressor de ar. 2009. 28f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RESUMO

No presente trabalho é realizado um estudo do sistema de resfriamento de um compressor de ar com a finalidade de reduzir o aquecimento excessivo da máquina. O sistema é resfriado à água que é bombeada das torres de resfriamento para o compressor. O ar comprimido gerado é utilizado para fabricação de garrafas PET de uma companhia de bebidas. A metodologia empregada é baseada nas equações da mecânica dos fluidos, para cálculo das perdas de carga, dimensionamento da tubulação, seleção dos materiais, válvulas e acessórios necessários para controle do processo e seleção da bomba de água, visando o atendimento das exigências do fabricante do compressor tais como pressão, vazão e temperatura da água de resfriamento necessários para o correto funcionamento dos equipamentos. O trabalho preocupa-se com a regulagem da vazão e pressão da água nos equipamentos, através da operação de válvulas, perdas de carga no sistema e da resposta da curva da bomba.

PALAVRAS-CHAVES: Tubulações industriais, Dimensionamento, Água de resfriamento, Compressores de ar, Bombas centrífugas.

MINUZZO, G. S. **Pipe sizing for a distribution of cooling water for an air compressor.** 2009. 28f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ABSTRACT

This paper deals with a detailed study of the cooling system of an air compressor with the objective to reduce the overheating of the machine. The system is cooled with water that is pumped from the cooling towers to the compressor. The compressed air generated is used for the manufacture of PET bottles of a beverage company. The methodology is based on the equations of fluid mechanics for calculation of pressure losses, pipe sizing, selection of materials, fittings and valves needed to control the process and selection of the water pump in order to fulfill the requirements of the compressor's manufacturer such as pressure, flow rate and temperature of cooling water required for the correct operation of the equipments. This paper aims to the regulation of flow rate and pressure in the equipments, through operation of valves, pressure drops in the system and the pump response curve.

KEYWORDS: Industrial pipes, Pipe sizing, Cooling water, Air compressors, Centrifugal pumps.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. DESENVOLVIMENTO	1
2.1. Revisão Bibliográfica	1
2.1.1 Compressores de ar	2
2.1.2 Tubulações industriais	2
2.2. Apresentação do Problema.....	3
2.3. Metodologia	3
2.3.1. Dimensionamento dos tubos.....	4
2.3.2. Cálculo das perdas de carga.....	5
2.3.3. Seleção da bomba de água.....	6
2.3.4. Outras considerações no projeto de tubulações	8
3. RESULTADOS E DISCUSSÕES	8
3.1. Projeto da Tubulação	8
3.2. Válvulas e acessórios.....	12
3.3. Detalhamento da planilha de cálculo.....	14
3.4. Análise de custos do projeto	15
3.5. Conclusões	15
REFERÊNCIAS	16
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	16
APÊNDICES	17
ANEXOS.....	20

1. INTRODUÇÃO

O projeto de tubulações industriais é muito abrangente e possui aplicações diversas como transporte de fluidos, sejam líquidos ou gases, utilizados no processo ou utilidades para atender as necessidades na indústria. Tubulações de utilidades são as tubulações de fluidos auxiliares nas indústrias cuja atividade principal é o processamento, a armazenagem ou distribuição de fluidos, destinados à sistemas de refrigeração, aquecimento e vapor assim como para ar comprimido ou redes de água doce utilizadas para resfriamento de máquinas. Este último será o foco do presente trabalho.

A água é um fluido com propriedades favoráveis para ser utilizada em sistemas de resfriamento e por isso comumente é utilizada em trocadores de calor para arrefecimento de máquinas industriais. Associada a torres de resfriamento que ficam localizadas nas partes externas das instalações industriais é necessária uma correta e eficiente rede de distribuição de água para que seja entregue aos equipamentos com os requisitos necessários. Os sais dissolvidos, sólidos e matéria orgânica em suspensão dissolvidos na água de resfriamento são fatores que contribuem para a formação e proliferação de algas, bactérias e fungos, que por sua vez, prejudicam não só a operação da torre de resfriamento, mas também o desempenho térmico da rede de trocadores de calor. Além disso, formam incrustações nas tubulações, diminuindo o diâmetro, e conseqüente aumento das perdas de carga da instalação. Isso tudo deve ser previsto pelo projetista antes de efetuar o dimensionamento da rede de tubulações para não se deparar com problemas futuros.

Uma deficiente rede de distribuição associada com a baixa qualidade da água de resfriamento podem causar aquecimento excessivo de máquinas industriais gerando graves problemas, além de ser uma situação de risco, causa sobrecarga e incorreto funcionamento do equipamento, assim como uma redução na confiabilidade, pois está fora da faixa de operação de temperatura imposta pelo fabricante. O principal objetivo deste trabalho é realizar a remodelação da rede de distribuição de água de resfriamento para um conjunto compressor e secador de ar de uma fábrica de bebidas, assim como o controle da vazão e pressão na entrada dos equipamentos, e com isto atender as especificações de projeto dos fabricantes e obter ganhos na operação das máquinas, em energia, eficiência e manutenção. Como os equipamentos possuem requisitos de pressão e vazão diferentes, e são alimentados pela mesma bomba de água, o controle será feito por intermédio de válvulas globo as quais serão reguladas de forma a proporcionar a perda de carga necessária para que a pressão se enquadre nos valores recomendados e mantenha as vazões requeridas. Todas as válvulas e acessórios serão projetados de forma a facilitar possíveis manutenções e para que o sistema funcione de forma segura e eficiente.

2. DESENVOLVIMENTO

Projetos de redes de distribuição de água são essenciais na maioria das instalações industriais para suprir as necessidades de produção. O correto dimensionamento é fundamental para o funcionamento esperado do sistema e com os parâmetros adequados. Com o passar dos anos as instalações expostas às intempéries e pela ação de processos corrosivos fazem com que a resposta do sistema se altere. Para isso utilizam-se válvulas de regulagem para efetuar os ajustes necessários visando contornar as alterações da instalação, sejam de origem físico-química ou para o gerenciamento das manutenções de rotina que mantém o sistema em funcionamento.

2.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1.1 Compressores de ar

Para o melhor funcionamento de compressores de ar, segundo Macintyre (1988) o resfriamento do ar é imprescindível para se conseguir que a compressão se aproxime o mais possível de uma evolução isentrópica, que, para igualdade de volumes iniciais do ar, consome menos potência que a adiabática. Também se faz necessário para evitar que se decomponha óleo da lubrificação, pois quando não é adequado o resfriamento, o óleo pode produzir incrustações nos encanamentos ou cilindros e dar lugar a misturas explosivas. Nos compressores polifásicos, se resfria o ar ao passar de uma fase para outra, efetuando-se esta operação em resfriadores intermediários, onde a temperatura deve baixar para o valor aproximadamente igual ao que havia no início da aspiração.

2.1.2 Tubulações industriais

No projeto de tubulações industriais a norma da *American National Standard Code for Pressure Piping* (ANSI.B.31), abrange várias classes de tubulações pressurizadas, dentro e fora de instalações industriais. Inclui prescrições e dados sobre projeto, cálculo de espessuras e de flexibilidade, cálculo de componentes especiais, seleção e limitações de materiais, de meios de ligação e de conexões, tensões admissíveis, fabricação, montagem, testes e inspeção de tubulações. Embora não seja um estatuto legal, obrigatório por lei, esse código é empregado e exigido como requisito mínimo de segurança pela maioria dos projetistas e usuários de tubulações industriais (TELLES, 1997).

Stewart e Dona (1987, *apud* ASHRAE, 2005) efetuaram pesquisas relacionadas com a limitação da vazão de água em tubulações. Ruído, erosão, instalação e operação limitam as velocidades máximas e mínimas em sistemas de tubulação. Se o diâmetro da tubulação é muito pequeno, os níveis de ruído, erosão e custos de bombeamento podem ser desfavoráveis; se o dimensionamento é muito grande, custos de instalação são excessivos. Portanto, tamanho dos tubos é escolhido para minimizar o custo inicial, mas também evitar os efeitos indesejáveis de altas velocidades.

Válvulas de regulagem são às destinadas especificamente para controlar o fluxo, podendo por isso trabalhar em qualquer posição de fechamento parcial. Essas válvulas, por motivos de economia podem ser menores que o diâmetro nominal da tubulação em casos especiais. (TELLES, 1997).

O objetivo de modificar o ponto de trabalho em um sistema de bombeamento varia em função se está sendo analisada uma situação de seleção de bomba ou uma situação concreta de variar o ponto de trabalho de uma bomba que esteja em funcionamento. Assim sendo, na seleção, a análise das possibilidades de alteração do ponto de trabalho objetivam propiciar flexibilidade ao futuro sistema. Por outro lado, para uma bomba já em operação, a alteração objetiva o atendimento de uma nova necessidade operacional. A modificação do ponto de trabalho pode ser obtida através dos seguintes procedimentos (MATTOS; FALCO, 1998):

- Variação da curva do sistema;
- Variação da curva da bomba;
- Recirculação

Para variação da curva do sistema, a alteração usual é o estrangulamento parcial de uma válvula na descarga propiciando uma diminuição de vazão.

Cavitação é, seguramente, um dos tópicos mais importantes no estudo de bombas. Esta importância se reflete não só na necessidade de um adequado entendimento do fenômeno para execução do projeto ou seleção do equipamento, bem como para solução de diversos problemas operacionais dele decorrentes. (MACINTYRE, 1997).

2.2. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O proposto tema foi escolhido por estar relacionado com um problema enfrentado na rotina de trabalho. O compressor de ar tipo alternativo da marca Belliss & Morcom modelo WH40H3N possui três estágios de compressão (pressão máxima 40 bar) e é resfriado à água juntamente com o secador de ar da marca Fargon modelo THWE - 2800. Atualmente o conjunto compressor e secador vem apresentando problemas de aquecimento e em consequência disto operando acima do limite máximo de temperatura recomendados pelo fabricantes. Isto resulta em uma diminuição da eficiência, maior gasto de energia, assim como diminuição da vida útil das peças do compressor.

O compressor de ar foi projetado para operar na temperatura máxima de 150 °C na saída de ar de cada um dos estágios de compressão, mas em condições plenas, quando em carga máxima, chega a ultrapassar os 190 °C. Isto direciona o problema à um deficiente sistema de resfriamento que não consegue suprir as necessidades do compressor. As principais causas são o incorreto dimensionamento e desenho da instalação das tubulações de água de resfriamento com excessivas perdas de carga em acessórios que poderiam ser evitadas. O secador de ar instalado em conjunto, utiliza água de resfriamento proveniente da mesma rede que alimenta o compressor, porém necessita de uma vazão de água menor que para o compressor. O controle da vazão nos equipamentos é deficiente e a alimentação de água está ligada em paralelo não existindo válvulas de regulagem na tubulação, ou seja, o que delimita as vazões nos equipamentos é apenas o dimensionamento das tubulações.

O projeto visa a remodelação da rede de distribuição de água, onde será efetuado o correto dimensionamento da tubulação para a vazão total requerida, efetuar o controle da vazão e pressão nos equipamentos através de válvulas de globo para as quais será feita uma planilha de cálculo para perda de carga que deverão proporcionar para que o sistema atenda todas as exigências dos fabricantes. Será selecionada uma bomba de água que consiga suprir as necessidades do sistema de forma que com a regulagem das válvulas de globo através da simulação se possa definir o ponto de operação da bomba onde a curva do sistema converge com a curva da bomba.

Os requisitos que o projeto deverá atender são os seguintes conforme manuais dos fabricantes Belliss & Morcom (2002) e Fargon (2004):

- Pressão na tubulação de água na entrada do compressor entre 4 a 7 bar.
- Vazão de água requerida no compressor de ar igual a 10 L/s (36 m³/h).
- Pressão na tubulação de água na entrada do secador de ar de 0,5 a 3 bar, preferencialmente 2,5 bar (Fargon, 2009).
- Vazão de água requerida no secador de ar igual a 0,7 L/s (2,5 m³/h).

2.3. METODOLOGIA

Segundo Telles (1997), no projeto de tubulações industriais estão incluídos dois tipos de trabalhos:

- Trabalhos de cálculo e de dimensionamento.
- Trabalhos de traçado, detalhamento e desenho.

Em resumo pode-se dizer que para cada tubulação, o problema geral do projeto consiste em atingir-se as seguintes metas:

- Conduzir uma determinada vazão de fluido entre dois pontos, com uma perda de carga aceitável.
- Conseguir um traçado e detalhamento tais que garantam uma flexibilidade suficiente, de forma que, em qualquer condição de operação, as forças e momentos transmitidos

aos pontos fixos, bem como as tensões internas na tubulação, estejam dentro dos limites admissíveis.

- Garantir uma operação segura e confiável, pelo menos dentro da vida útil esperada.
- Permitir que todos os trabalhos previsíveis de construção montagem e manutenção possam ser feitos com o máximo de facilidade e de segurança.
- Resultar no mínimo custo de construção, de operação e manutenção.

2.3.1. Dimensionamento dos tubos

Baseado nas necessidades de projeto, vazões e pressões requeridas é preciso realizar o dimensionamento da instalação. Para isto utilizou-se o equacionamento apresentado pela *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning* – ASHRAE (2005) como segue descrito abaixo.

A faixa usual para perda por fricção em tubos no projeto de sistemas hidráulicos fica entre 100 e 400 Pa/m de tubulação, com um limite de 4 m/s. Tomando-se o valor limite de 400 Pa/m, pode-se ajustar a seguinte equação para o diâmetro mínimo dos tubos:

$$D \geq 34V^{0,39} \quad (2.1)$$

onde D é o diâmetro em mm e V a vazão de água em L/s. Esta equação tem validade para vazões de 0,03 a 300 L/s para tubos Schedule 40.

Segundo Macintyre (1997), são recomendadas velocidades do escoamento, conforme os diâmetros, para linha de sucção e recalque em sistemas de bombeamento. Neste trabalho serão utilizadas tubulações de 32 e 100 mm na linha de recalque as quais o autor recomenda as velocidades de 1 e 1,25 m/s respectivamente e na linha de sucção para o diâmetro de 150 mm a velocidade recomendada é de 0,6 m/s, valores válidos para água. Estes diâmetros foram selecionados por serem os que mais se aproximaram das velocidades recomendadas na vazão de projeto, o que será demonstrado mais adiante, e também obedecem a equação (2.1).

A espessura de parede dos tubos pode ser calculada em função da pressão interna e como não depende das características particulares de cada tubulação, isto é, da configuração geométrica e do comprimento da tubulação, bem como da quantidade e tipo de acessórios, o cálculo da espessura pode ser feito previamente para cada serviço e cada diâmetro conforme equação abaixo (TELLES, 1994):

$$t = \frac{P \, dm}{2 \, Sh} \quad (2.2)$$

onde P é a pressão interna em Pa, dm é o diâmetro médio do tubo em mm e Sh o valor da tensão admissível do material do tubo em Pa.

Nota-se que para pressões baixas, em temperaturas ambiente ou moderadas – quando a tensão admissível dos materiais é elevada – a espessura calculada para a pressão resulta em geral muito pequena, ficando o tubo incapaz de resistir ao próprio peso e ao peso do fluido contido, para vencer, como viga, o vão normal entre suportes. Os tubos de parede muito fina estão também sujeitos a falhas por vibração e por corrosão, mesmo em serviços de corrosão moderada. Por todos esses motivos é prática geral adotarem-se espessuras mínimas, sempre que a espessura mínima calculada para a pressão resultar inferior a esse mínimo. Para tubos de aço carbono e aços de baixa liga são as seguintes as espessuras mínimas estruturais geralmente adotadas:

- Diâmetros nominais até 40 mm (1 ½”), inclusive: série 80.
- Diâmetros nominais de 50 mm (2”) a 300 mm (12”), inclusive: série 40.
- Diâmetros nominais de 350 mm (14”) ou maiores: 9 mm (3/8”)

As séries 40 e 80 normatizam as espessuras das paredes dos tubos.

2.3.2. Cálculo das perdas de carga

O cálculo das perdas de carga em sistemas hidráulicos pode ser muito bem representado pelo método de *Darcy-Weisbach* (ASHRAE, 2005), através da equação que segue abaixo:

$$\Delta p = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (2.3)$$

onde Δp é a perda de carga em Pa, f é o fator de atrito, L o comprimento do tubo em metros, D é o diâmetro interno do tubo em metros, ρ é a massa específica do fluido em kg/m^3 e V é a velocidade média em m/s.

O fator f é obtido através de fórmulas teórico-experimentais ou gráficos e é uma função do número de Reynolds e da rugosidade relativa (ε/D) da tubulação em estudo. Um bom ajuste para o fator f em regimes turbulentos pode ser representado pela equação de Colebrook apresentada abaixo:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 - 2 \log \left(\frac{2\varepsilon}{D} + \frac{18,7}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (2.4)$$

onde f é o fator de atrito, ε a rugosidade absoluta da parede do tubo em metros, D o diâmetro interno do tubo em metros e Re o número de Reynolds.

Por apresentar f nos dois lados da equação deve-se utilizar um método iterativo para obtenção dos valores.

O número de Reynolds é adimensional, exprime a relação entre as forças de inércia e as forças de atrito interno (forças de cisalhamento) atuantes durante o escoamento.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.5)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica em N.s/m^2 do fluido e pode ser obtida através de tabelas termodinâmicas. O número de Reynolds representa o regime do escoamento, conforme os intervalos que seguem:

- Escoamento laminar ($Re < 2000$)
- Escoamento crítico ($2000 < Re < 4000$)
- Escoamento turbulento ($Re > 4000$)

Neste trabalho todos os cálculos se enquadraram dentro do escoamento turbulento.

Para Macintyre (1997) a rugosidade absoluta é a altura média das saliências da rugosidade de uma superfície. Quando as asperezas da parede são menores que a espessura do filme laminar, diz-se que o tubo é liso e rugoso quando contrário.

A superfície interna dos encanamentos se modifica com o uso pela ação da oxidação, corrosão, incrustação e deposição de elementos em suspensão ou de sais dissolvidos. A maior ou menor rugosidade com o tempo de uso depende da natureza do material do tubo e das propriedades químicas do líquido e dos materiais que tenham em suspensão ou em dissolução. Depende ainda da temperatura e da velocidade de escoamento. Pode-se admitir que, geralmente, a rugosidade para encanamentos comerciais segue uma lei de variação linear, como propuseram Colebrook e White (MACINTYRE, 1997):

$$\varepsilon = \varepsilon_o + \alpha_t \quad (2.6)$$

onde ε_o é a rugosidade inicial para tubo novo tomada como 0,046 para o caso de aços comerciais, ε é a rugosidade após t anos em uso e α_t é o coeficiente de aumento da rugosidade em média de 0,01 a 0,1 mm ao ano para tubos de aço.

Para o cálculo das perdas de carga localizadas em válvulas e acessórios pode-se utilizar do chamado método direto e tabelas onde se encontram valores do coeficiente de perdas localizadas K para várias peças e conexões através da equação (ASHRAE, 2005):

$$\Delta p = K\rho \frac{v^2}{2} \quad (2.7)$$

2.3.3. Seleção da bomba de água

Com o valor das perdas de carga de todo sistema pode-se selecionar a bomba de água. Para a bomba selecionada deve-se levar em consideração não só as perdas de carga impostas pelo sistema, mas também garantir que a pressão mínima na entrada dos equipamentos seja atendida. Também deve ser feita a verificação para que não aconteça o fenômeno de cavitação na bomba de água.

Conforme a teoria clássica estipula, a cavitação inicia quando em qualquer ponto do sistema de bombeamento a pressão absoluta atingir valor igual ou inferior à pressão de vapor do líquido na temperatura de operação, parte deste líquido se vaporizará. As bolhas formadas continuam em trânsito com o líquido bombeado. Nestas condições, quando esta mistura atingir alguma região onde a pressão absoluta for novamente superior à pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento, haverá um colapso das bolhas com retorno à fase líquida. Entretanto, como o volume específico do líquido é inferior ao volume específico do vapor, o colapso das bolhas implicará na existência de um vazio, proporcionando o aparecimento de uma onda de choque, a qual poderá causar sérios danos à instalação (MATTOS; FALCO, 1998).

Para que o fenômeno não ocorra deve-se garantir que o *NPSH (Net Positive Suction Head)* disponível seja sempre superior ao *NPSH* requerido. O primeiro depende da instalação e o segundo somente das características da bomba sendo fornecido pelo fabricante juntamente com as curvas características. Por questões de segurança recomenda-se para que não ocorra cavitação deve-se garantir a equação abaixo:

$$NPSHd > NPSHr + 0,6 \quad (2.8)$$

Para o cálculo do *NPSHd* têm-se a seguinte equação:

$$NPSHd = \frac{Ps}{\gamma} \pm Zs - hfs + \frac{Pa - Pv}{\gamma} \quad (2.9)$$

onde Ps é a pressão manométrica no reservatório de sucção em Pa, γ o peso específico na temperatura de bombeamento em N/m^3 , Zs a altura estática de sucção em metros, hfs as perdas na linha de sucção em m.c.a., Pa a pressão atmosférica local em Pa e Pv a pressão de vapor na temperatura de bombeamento em Pa.

Neste projeto o reservatório de sucção é uma torre de resfriamento e encontra-se a um nível de um metro acima da bomba de água. Dessa forma a variável Zs tem valor positivo e Ps tem valor zero pois a torre de resfriamento é aberta para atmosfera.

A curva característica da bomba representada pela carga da bomba *versus* a vazão informa a energia por unidade de massa que a bomba é capaz de fornecer ao fluido em função da vazão. Entretanto, para determinar o ponto de trabalho, torna-se necessário determinar qual a energia por unidade de massa que o sistema solicitará de uma bomba em função da vazão bombeada. A esta característica dá-se o nome de altura manométrica do sistema, representada pelo mesmo símbolo (H) utilizado para carga da bomba. Esta energia por unidade de massa 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. Assim sendo para uma determinada vazão a bomba deve fornecer uma carga suficiente para

compensar a altura manométrica do sistema, ou seja, compensar a altura geométrica, compensar as perdas na sucção e descarga e compensar a diferença de pressões na sucção e descarga. No caso estudado a sucção e descarga são o mesmo reservatório, uma torre de resfriamento onde a pressão manométrica é nula visto que a torre é aberta para a atmosfera.

A altura manométrica do sistema é calculada da seguinte forma (MATTOS; FALCO, 1998):

$$H = hd - hs \quad (2.10)$$

onde H é a altura manométrica total, hd é a altura manométrica na descarga e hs é a altura manométrica na sucção.

O cálculo de hs é feito da seguinte forma:

$$hs = Zs - h_{fs} \quad (2.11)$$

onde Zs é a altura estática de sucção, na situação proposta o reservatório (torre de resfriamento) encontra-se acima da sucção da bomba, utiliza-se a expressão bomba “afogada”, e h_{fs} são as perdas de carga na linha e acessórios de sucção.

Para calcular a altura manométrica de descarga utiliza-se a equação:

$$hd = Zd + h_{fd} \quad (2.12)$$

onde Zd é a altura estática de descarga e h_{fd} é a perda de carga na linha e acessórios da descarga.

Sabendo os valores de hd e hs calcula-se a altura manométrica total H do sistema e a partir disto pode-se determinar o ponto de operação, ou seja, o ponto de interseção entre a curva característica da bomba e a curva do sistema conforme representado na Figura 2.1.

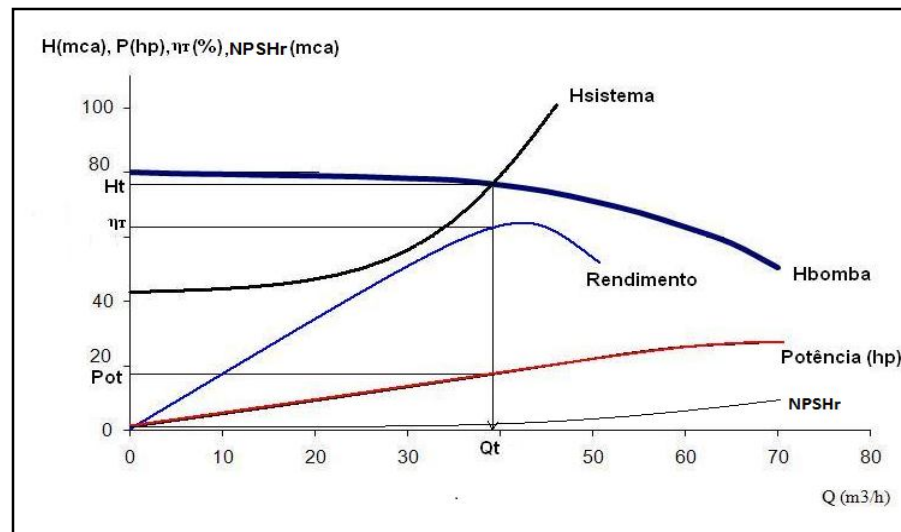


Figura 2.1 – Ponto de Operação

Onde o ponto normal de trabalho como mostrado na Figura 2.1 apresenta a vazão (Q_T), altura manométrica (H_T), potência absorvida (Pot_T), rendimento da bomba no ponto de trabalho (η_T) e NPSH requerido ($NPSH_r$).

Deve-se considerar que existem diversos recursos para modificar o ponto de trabalho e deslocar o ponto de encontro das curvas $Q \times H$ da bomba e do sistema. Este trabalho irá se preocupar apenas em modificar a curva do sistema conforme as necessidades de operação. A curva será modificada através do fechamento e abertura parciais de válvulas estrategicamente distribuídas pela rede de distribuição.

2.3.4. Outras considerações no projeto de tubulações

Todo projeto de tubulações industriais envolve uma série de requisitos que devem ser considerados para a conclusão do projeto. Segundo Telles (1997), além dos requisitos até aqui demonstrados, deve-se preocupar no projeto de tubulações também com os seguintes itens:

- Cálculo da flexibilidade para verificar se cada trecho de tubulação é capaz de absorver, por meio de flexões e torções nos seus diversos lados, o efeito combinado das dilatações e dos movimentos dos pontos extremos da tubulação.
- Cálculo dos pesos, forças de atrito, esforços de ancoragem, reações das juntas de expansão, e demais cargas que a rede de tubulações esteja fazendo ou possa fazer para cada suporte.
- Cálculo do vão máximo entre suportes.

No presente trabalho o principal foco foi a análise dinâmica com a finalidade de prever o comportamento do sistema submetido a certas perturbações e com o manuseio das válvulas de regulação obter novamente a situação ideal de operação. Os cálculos acima dizem respeito a uma análise estrutural detalhada da tubulação. No que diz respeito à dilatação e flexibilidade pode-se concluir que, devido às temperaturas do escoamento em sua totalidade se mantém na temperatura ambiente não sofrendo grandes oscilações, não haverá influências significativas que possam acarretar problemas na estrutura. Assim como para o cálculo dos esforços sofridos pela tubulação e cálculo dos suportes visto que o projeto estrutural do presente trabalho não apresenta grandes complexidades que possam comprometer o funcionamento do sistema.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. PROJETO DA TUBULAÇÃO

Inicialmente efetuou-se o dimensionamento da tubulação na descarga da bomba e nos equipamentos. Foram tomadas como vazões de projeto 10 L/s no compressor de ar e 0,7 L/s no secador de ar conforme manuais dos fabricantes. Com estes valores obtém-se um total de 10,7 L/s de vazão total na descarga da bomba. Para o dimensionamento da tubulação de acordo com a equação (2.1) obteve-se o seguinte resultado:

$$D \geq 34(10,7)^{0,39} = 85,7 \text{ mm}$$

Como este deve ser o diâmetro mínimo necessário para a vazão estipulada toma-se o valor comercial imediatamente acima que é de 100 mm conforme tabela de tubos de aço comerciais (ASHRAE, 2008b).

Foi escolhido tubo de diâmetro nominal de 100 mm. A velocidade do escoamento então fica:

$$V = \frac{Q}{A} = 1,39 \text{ m/s}$$

onde Q é a vazão de água e A é a área da seção interna do tubo e que está de acordo com a recomendação feita por Macintyre (1997) para velocidades do escoamento no recalque com uma aproximação aceitável para tubulação de 100 mm.

As demais tubulações para as vazões de água para o secador e para o compressor de ar foram calculadas da mesma forma acima. Para a sucção foi feito o cálculo do dimensionamento em função da velocidade, conforme descrito na seção 2.3.1 e o diâmetro que ficou mais próximo da especificação foi o de 150 mm conforme mostrado na Tabela 3.1 abaixo.

O trecho final de retorno para a torre de resfriamento foi mantido da instalação original por ser uma tubulação de diâmetro nominal 200 mm, funciona como um coletor onde retorna

a água de resfriamento de todos equipamentos, visto que a torre de resfriamento alimenta outras redes de distribuição as quais funcionam com bombas independentes. Quando todas as redes estão em funcionamento a vazão nominal no coletor pode ser aproximada como 27,78 L/s (100 m³/h), baseado nas especificações das outras bombas instaladas.

O cálculo para a espessura da parede dos tubos foi feito conforme equação (2.2) demonstrada abaixo:

$$t = \frac{0,8 \text{ MPa} \times 100 \text{ mm}}{2 \times 103,42 \text{ MPa}} = 0,38 \text{ mm}$$

Como a espessura calculada é muito pequena, segue a recomendação segundo Telles (1994) e ASHRAE (2008b), adota-se a série 40 para toda tubulação, inclusive para o diâmetro de 32 mm, que resiste à uma pressão de trabalho de até 15,79 bar (1579 kPa). Como a pressão máxima na rede será na descarga da bomba e não ultrapassa 8 bar, de acordo com a curva característica da bomba, a série 40 atende os requisitos mínimos e comparada com a série 80 apresenta vantagens como menores perdas de carga visto que o diâmetro interno é maior, menor custo e mais fácil obtenção no mercado.

Após definidos os diâmetros e a espessura de parede dos tubos pode-se calcular as perdas de carga nas tubulações. Como o sistema é dinâmico, ou seja, com a mudança de posição de alguma válvula de regulagem vários fatores do sistema se alteram, como a vazão, consequentemente as velocidades, principal fator de variação das perdas de carga, será apresentado o cálculo das perdas utilizando as velocidades de projeto (Tabela 3.1) e por intermédio de uma planilha elaborada em Excel 2007 será demonstrado mais adiante as oscilações do sistema quando são alteradas as posições das válvulas de regulagem e outros fatores que influenciam no sistema.

Tabela 3.1 – Dimensionamento dos tubos

	D ≥ [mm]	D nominal [mm]	Velocidade [m/s]	Série (SCH)
Sucção	86,16	150	0,58	40
Descarga	85,67	100	1,30	40
Compressor	83,46	100	1,21	40
Secador	29,5	32	0,72	40
Torre de Resfriamento	124,31	200	0,86	40

Como já foi citado anteriormente o cálculo das perdas de carga foi realizado conforme a equação de Darcy – Weisbach. Será demonstrado o cálculo em um trecho da tubulação de recalque da bomba e o restante que pode ser obtido da mesma forma está na Tabela 3.2.

Conforme equação (2.3) segue o cálculo abaixo:

$$\Delta p = f \left(\frac{1,34}{0,10226} \right) \left(\frac{996 \times 1,3^2}{2} \right) = 209,44 \text{ Pa}$$

onde o comprimento do trecho calculado possui 1,34 m e diâmetro interno de 0,10226 m. A velocidade da água conforme Tabela 3.1 foi utilizada 1,3 m/s e a massa específica da água na temperatura de 30 °C é 996 kg/m³.

O fator f foi calculado pela equação (2.4) como segue:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 - 2 \log \left(\frac{2 \times 0,000046}{0,10226} + \frac{18,7}{Re \sqrt{0,001}} \right)$$

Como o cálculo é iterativo arbitrou-se f inicial como 0,001 até a convergência que foi para f igual a 0,0189. O número de Reynolds foi calculado pela equação (2.5):

$$Re = \frac{996 \times 1,3 \times 0,10226}{0,000797} = 166404$$

Tabela 3.2 - Cálculo das perdas de carga por trecho de tubulação

Tubo	Localização	Comp. m	DN mm	D. Int. mm	Vazão L/s	Vel. m/s	Re	e/D	f	Δp [Pa]
1	Coletor de Sucção	3,00	200	202,70	27,8	0,861	218049	0,00023	0,0171	93,33
2	Sucção	0,50	150	154,05	10,7	0,574	110461	0,00030	0,0192	10,21
3	Sucção	1,00	150	154,05	10,7	0,574	110461	0,00030	0,0192	20,42
4	Recalque	1,34	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	209,32
5	Recalque	1,03	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	160,89
6	Recalque	1,10	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	171,83
7	Recalque	12,25	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	1913,5
8	Recalque	19,70	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	3077,2
9	Recalque	3,33	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	520,16
10	Recalque	21,88	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	3417,7
11	Recalque	4,03	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	629,51
12	Compressor	3,40	100	102,26	10,0	1,218	155598	0,00045	0,0191	467,79
13	Compressor	3,40	100	102,26	10,0	1,218	155598	0,00045	0,0191	467,79
14	Secador	5,06	32	32,46	0,7	0,720	34041	0,00142	0,0264	1443,8
15	Secador	2,62	32	32,46	0,7	0,720	34041	0,00142	0,0264	749,05
16	Secador	2,62	32	32,46	0,7	0,720	34041	0,00142	0,0264	749,05
17	Secador	5,30	32	32,46	0,7	0,720	34041	0,00142	0,0264	1512,3
18	Retorno	3,88	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	606,08
19	Retorno	21,73	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	3394,3
20	Retorno	3,33	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	520,16
21	Retorno	9,41	100	102,26	10,7	1,302	166404	0,00045	0,0189	1469,8
22	Coletor	10,67	200	202,70	27,8	0,861	218049	0,00023	0,0171	331,96
23	Coletor	13,44	200	202,70	27,8	0,861	218049	0,00023	0,0171	418,13
24	Coletor	2,66	200	202,70	27,8	0,861	218049	0,00023	0,0171	82,76
25	Coletor	2,70	200	202,70	27,8	0,861	218049	0,00023	0,0171	84,00
26	Coletor	11,97	200	202,70	27,8	0,861	218049	0,00023	0,0171	372,40

De maneira similar foi feito o cálculo das perdas em acessórios de acordo com a equação (2.7) e valores do coeficiente de perda de pressão K conforme Tabela 2.3. Abaixo segue a apresentação do cálculo em um acessório, uma curva de 90° de raio longo com diâmetro nominal de 100 mm, e na sequência a Tabela 3.3 com os valores dos demais acessórios que foram calculados da mesma forma:

$$\Delta p = 0,22 \times 996 \frac{1,3^2}{2} = 186 Pa$$

Tabela 3.3 – Perdas em acessórios

Localização	Tipo	Qtd	D.Nom. [mm]	K	Vel. [m/s]	Δp unit. [Pa]	Δp total [Pa]
Sucção	Curva 90° RL	1	150	0,18	0,58	29,51	29,51
	Tê	1	150	0,62	0,58	101,65	101,65
Recalque	Curva 90° RL	10	100	0,22	1,3	185,77	1857,7
	Tê	2	100	0,7	1,3	591,07	1182,14
Compressor	Curva 90° RL	2	100	0,22	1,22	162,42	324,84
Secador	Redução	1	100 – 32	0,45	0,72	158,24	158,24
	Curva 90° RL	4	32	0,37	0,72	122,74	490,96
	Ampliação	1	32 – 100	0,81	0,72	284,14	284,14
Coletor de retorno	Ampliação	1	100 - 200	0,55	1,3	469,27	469,27
	Curva 90° RL	3	200	0,16	0,86	59,67	179,0
	Tê	1	200	0,58	0,86	214,02	214,02
Entrada Torre	Redução	12	200 - 100	0,37	0,28	14,75	174,64

E para finalizar o cálculo das perdas, abaixo segue a Tabela 3.4 com os valores das perdas de carga para todas as válvulas do sistema que foram calculadas da mesma forma que as perdas em acessórios tomando os valores de K para válvulas abertas segundo a Tabela 2.3. As válvulas de regulação foram instaladas em locais estratégicos de forma a facilitar o ajuste das pressões e vazões requeridas.

Tabela 3.4 – Perdas nas válvulas e filtro

Localização	Tipo	Qtd	D. Nom. [mm]	K	Vel. [m/s]	Δp unit. [Pa]	Δp Total [Pa]
Sucção	V. Gaveta	2	200	0,08	0,86	29,52	59,04
	V. Gaveta	1	150	0,1	0,58	16,40	16,40
	Filtro Y	1	150	2,5	0,58	409,88	409,88
Recalque	V. Retenção	1	100	2,0	1,3	1688,78	1688,78
	V. Gaveta	1	100	0,16	1,3	135,10	135,10
	V. Globo	1	100	6,5	1,3	5488,53	5488,53
Compressor	V. Gaveta	2	100	0,16	1,22	118,12	236,25
	V. Globo	1	100	6,5	1,22	4798,88	4798,88
Secador	V. Gaveta	2	32	0,34	0,84	119,23	238,47
	V. Globo	1	32	12	0,84	4208,35	4208,35
Retorno	V. Globo	1	100	6,5	1,3	5488,53	5488,53
	V. Gaveta	12	100	0,16	0,28	6,33	75,96

Após finalizados os cálculos das perdas o passo seguinte é determinar a altura manométrica total do sistema. Para isto utiliza-se da planilha criada onde variando-se a perda de carga nas válvulas de regulação obtém-se a altura manométrica total de acordo com as vazões e pressões desejadas. Foi obtido o ponto de operação onde a vazão no compressor e no secador são as recomendadas pelos fabricantes, 10 L/s (36 m³/h) e 0,7 L/s (2,5 m³/h) respectivamente. Para estes valores segue-se os passos descritos na seção 2.3.3 para se obter as alturas manométricas.

Para perdas na sucção usa-se a equação (2.11):

$$h_s = 1 - 0,0788 = 0,9212 \text{ m.c.a}$$

Existe um desnível entre o reservatório de sucção e a bomba, sendo que a bomba encontra-se a um metro abaixo do reservatório.

Para perdas na descarga de acordo com a equação (2.12):

$$h_d = 2,5 + 74,31 = 76,81 \text{ m.c.a.}$$

onde 2,5 metros é o desnível entre a descarga da bomba e o ponto de retorno para a torre de resfriamento.

Logo a altura manométrica total do sistema está demonstrada abaixo pela equação (2.10) e representado no gráfico da Figura 2.2:

$$H = 76,81 - 0,9212 = 75,89 \text{ m.c.a.}$$

Com a altura manométrica total do sistema agora pode-se selecionar a bomba de água que atenda os requisitos de projeto. Para isto utilizou-se do manual de curvas características do fabricante KSB. A bomba selecionada que melhor atende os requisitos necessários é o modelo Megabloc 40-200 com um rotor de 199 mm e motor de 2 polos de 25 hp, para fornecer a potência necessária quando todas as válvulas estiverem abertas e reduzir o risco de queima do motor. A curva característica da bomba está ilustrada no Anexo A. A partir da seleção precisa-se encontrar a equação que representa a bomba de água através das curvas características fornecidas pelo fabricante. Coletando pontos das curvas foram plotados os gráficos e ajustadas as linhas de tendência com equações polinomiais de segundo grau como segue abaixo.

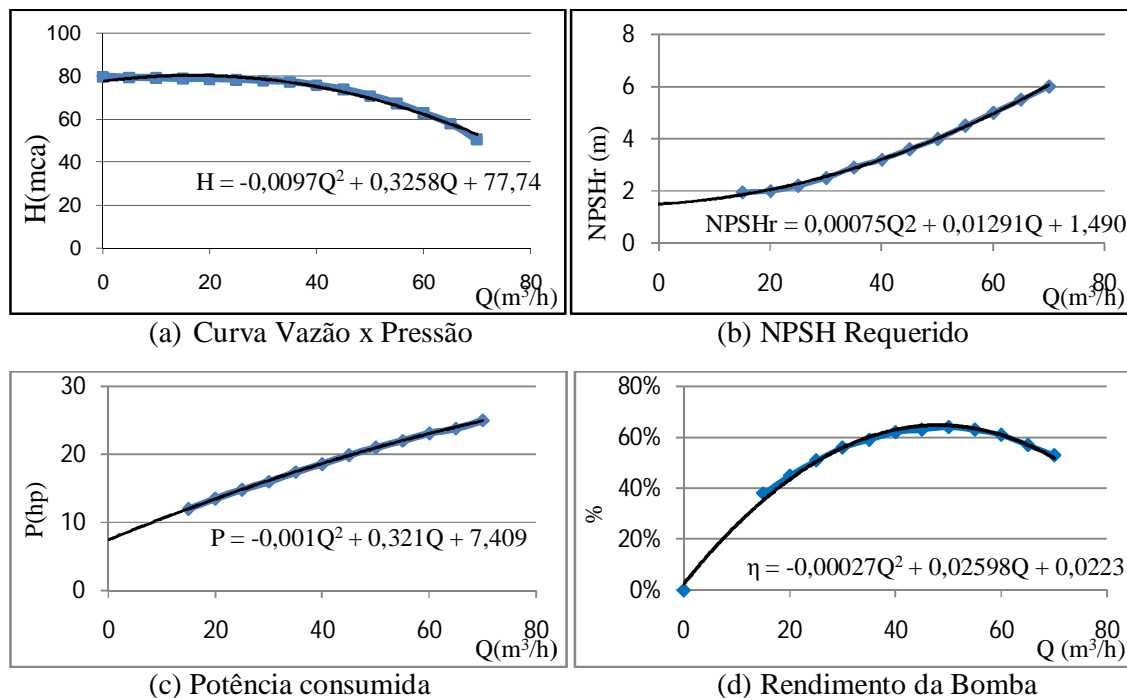


Figura 3.1 – Curvas Características da Bomba

Resolvendo as equações acima para a vazão de projeto ($38,5 \text{ m}^3/\text{h}$) obtêm-se os seguintes resultados:

Altura manométrica total da bomba:

$$H = -0,0097 \times (38,5)^2 + 0,3258 \times (38,5) + 77,74 = 75,89 \text{ m. c. a.}$$

Este é o ponto de operação do sistema onde a altura manométrica do sistema converge com a altura manométrica da bomba.

Para o NPSH requerido pela bomba têm-se:

$$NPSHr = 0,00075 \times (38,5)^2 + 0,01291 \times 38,5 + 1,49045 = 3,10 \text{ m. c. a.}$$

Como foi detalhado na seção 2.3.3 a condição para que não ocorra cavitação na bomba deve-se garantir o cumprimento da equação (2.8). O cálculo do $NPSHd$ é feito seguindo a equação (2.9):

$$NPSHd = 1 - 0,0771 + \frac{101325 - 4250}{9770,76} = 10,85 \text{ m. c. a.}$$

onde as propriedades da água utilizadas, pressão de vapor e massa específica foram consideradas na temperatura de bombeamento a $30 \text{ }^\circ\text{C}$. O resultado satisfaz a equação (2.8) e desta forma nas condições de projeto garante-se a não ocorrência de cavitação.

3.2. VÁLVULAS E ACESSÓRIOS

Existem determinados tipos de válvulas que melhor atendem cada situação. No caso de regulagem de fluxo as válvulas de globo são recomendadas por permitirem ao usuário um ajuste de regulagem de fluxo em qualquer posição. Por esse motivo foram escolhidas para regulagem da vazão nos equipamentos e distribuídas em pontos estratégicos do sistema para efetuar o controle conforme Figura 3.2. Estão localizadas na descarga da bomba, na entrada do secador, na saída do compressor e na tubulação de retorno, esta última se fez necessária

para melhor distribuição de regulagem dos parâmetros. Nos equipamentos também se faz necessário um bloqueio na entrada e saída para eventuais manutenções. Para este fim foram selecionadas válvulas de gaveta que são as mais comuns em instalações hidráulicas e eficientes para o bloqueio.

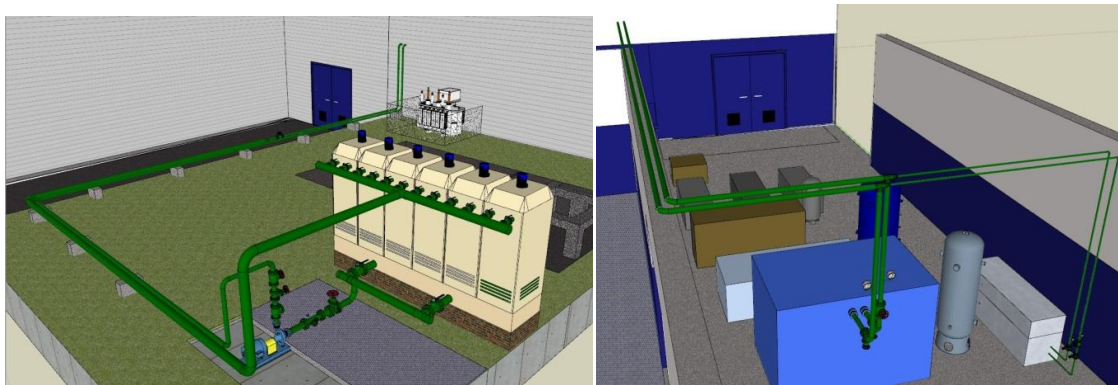


Figura 3.2 – Sistema – Vistas Externa e Interna

Na descarga da bomba instala-se uma válvula de retenção para evitar o retorno de fluxo quando desativada seguida de uma válvula de gaveta e uma válvula de globo. Na sucção da bomba também se faz necessária uma válvula de gaveta para realizar manutenções na bomba ou no filtro Y também instalado na sucção. Para estas conexões recomenda-se juntas de expansão com a finalidade de impedir a propagação de vibrações e esforços na bomba e absorver dilatações provenientes das variações de temperatura como está detalhado na Figura 3.3.

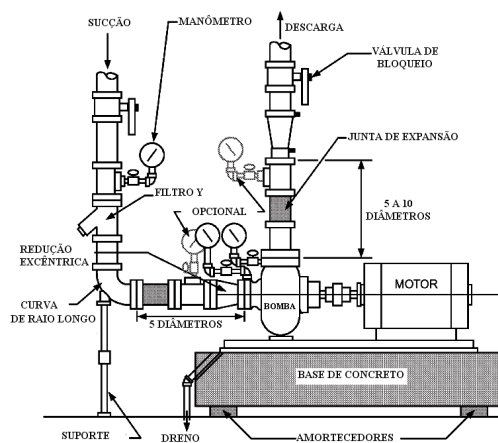


Figura 3.3 – Instalação típica para bombas centrífugas (Fonte: ASHRAE,2008a)

Para as conexões utilizadas são recomendadas flangeadas para componentes com diâmetros nominais acima de 50 mm (2”) e rosqueadas para diâmetros inferiores (TELLES, 1997). No projeto em questão todas válvulas utilizadas serão flangeadas por serem mais seguras e de mais fácil manutenção.

A instrumentação será composta por medidores de pressão (manômetros), e a partir dos valores indicados pode-se efetuar a regulagem das válvulas de globo conforme necessidades. Serão instalados na entrada do compressor e do secador de ar assim como na descarga da bomba. No filtro Y usa-se um manômetro diferencial, que possui duas tomadas de pressão, uma conectada na entrada e outra na saída do filtro possibilitando assim medir apenas o diferencial de pressão no mesmo (perda de carga). Dessa forma é possível fazer o controle de acúmulo de sujeira no filtro.

3.3. DETALHAMENTO DA PLANILHA DE CÁLCULO

Como citado anteriormente, foi desenvolvida uma planilha onde pode-se prever o comportamento do sistema quando submetida alguma perturbação, seja por intervenção humana ou natural. A variação que o sistema pode sofrer são as alterações nas perdas de carga e isso faz com que o ponto de operação seja alterado. Os fatores que podem interferir nas perdas e que podem ser calculados na planilha são os seguintes:

- Variação manual nas perdas das válvulas globo.
- Variação no grau de sujeira acumulada no filtro na sucção da bomba.
- Redução do diâmetro dos tubos com a presença de incrustações.
- Variação na rugosidade dos tubos.

A variação da perda de carga nas válvulas pode ser simulada variando-se o coeficiente K, que inicialmente foi utilizado considerando as válvulas abertas e aumentando-se este coeficiente o efeito causado é do fechamento gradual da válvula. O controle do fechamento ou abertura necessário pode ser feito por intermédio de medidores de pressão instalados em pontos chave do sistema, onde existem requisitos de pressão como na entrada dos equipamentos, ou seja, o operador pode impor a perda de carga necessária na válvula baseado na indicação do medidor de pressão.

O filtro Y na sucção da bomba também é um equipamento que deve ser dada uma atenção especial, pois como está localizado na sucção o acúmulo de sujeira causa uma elevação na perda de carga e com isto resulta na cavitação da bomba. Da mesma forma que nas válvulas o acúmulo de sujeira no filtro pode ser simulado aumentando o coeficiente K do filtro. Na planilha existe um painel de controle o qual indica quando a bomba está próxima da cavitação indicando que o filtro precisa ser limpo.

Outro fator importante são as incrustações nas tubulações. Com o passar dos anos ocorre um acúmulo nas paredes dos tubos o que causa uma redução no diâmetro, principalmente em um circuito aberto com torre de resfriamento, que recebe água morna posteriormente oxigenada, e com esta redução a velocidade do escoamento aumenta e em consequência as perdas de carga também. Esta redução no diâmetro pode ser simulada por intermédio da variação de um multiplicador do diâmetro que varie de 1 até zero.

Segundo Macintyre (1997), a rugosidade dos tubos de aço aumenta com o passar dos anos a uma taxa média de 0,01 a 0,1 mm ao ano. Também considera que aços muito enferrujados podem apresentar rugosidades médias de 0,9 a 2,4 mm. Os tubos de aço novos apresentam rugosidade absoluta de 0,046 mm (FOX; MCDONALD, 2001). Especialmente com o passar dos anos o aumento da rugosidade acarreta em um aumento das perdas. Este fator também pode ser simulado alterando-se o valor da rugosidade e adicionando-se o valor desejado.

Para melhor explicação do funcionamento da planilha, abaixo segue a situação de quando o sistema é colocado em funcionamento após conclusão da instalação e outros casos estão ilustrados nos Apêndices B, C e D.

O Apêndice A mostra este primeiro caso onde será demonstrado como foi obtido o ponto de operação para atender as especificações dos fabricantes para os valores de pressão e vazão requeridos. Inicialmente todas as válvulas se encontravam abertas, a instalação nova e o filtro limpo. Foi-se aumentando gradualmente o fator K das válvulas globo até que os requisitos fossem obtidos.

Como se pode notar na Tabela 3.5 o requisito de pressão na entrada do compressor está abaixo do requerido assim como o motor da bomba está operando com potência acima da nominal correndo risco de queima. A altura manométrica total nesta situação é 41,86 m.c.a. Para adequação dos parâmetros faz-se a regulação nas válvulas de globo de maneira que a vazão e pressão fiquem dentro dos intervalos requeridos. O fechamento parcial é representado pelo fator K e o novo sistema após ajuste está mostrado no Apêndice A.

Tabela 3.5 Sistema quando colocado em funcionamento

Válvulas Globo	K	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	6,5	2,4191	0,24
VG2 4"	6,5	1,8693	0,18
VG3 1.1/4"	12	6,4351	0,63
VG4 4"	6,5	2,4191	0,24
Fator de envelhecimento	1		
Rugosidade	0,046		
Sujidade do filtro	1	0,018	

PAINEL DE CONTROLE			
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL		41,86	
COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	OK	70,23
	PRESSÃO (4 -7 BAR)	NOK	3,04
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	OK	9,663
	PRESSÃO (0,5 -3 BAR)	OK	2,34
BOMBA	CAVITAÇÃO	OK	3,34
	MOTOR (25 HP)	FALHA	27

3.4. ANÁLISE DE CUSTOS DO PROJETO

Os custos de projeto de tubulações em indústrias de processo e utilidades representam em média 20 a 25% do custo total da instalação industrial, a montagem das tubulações atinge em média, 45 a 50% do custo total da montagem de todos os equipamentos, e o projeto vale, em média, 20% do custo total do projeto da indústria (TELLES, 1997). Em virtude disto uma análise de mercado se faz necessária para encontrar a configuração que melhor atenda as necessidades do projeto. Abaixo segue a Tabela 3.6 com os valores dos materiais que são necessários para execução do projeto. Os tubos especificados são para condução espessura série 40, aço carbono sem costura, ASTM A-53 Gr B. Somente com os custos envolvidos com a compra dos materiais o projeto fica em torno de 35 mil reais.

Tabela 3.6 – Custos dos materiais

Componente	Unidade	Quantidade	Valor Unitário	Valor Total
Tubo 1/4" série 40	m	18	R\$ 41,33	R\$ 744,00
Tubo 4" série 40	m	110	R\$ 155,00	R\$ 17.050,00
Tubo 6" série 40	m	1,5	R\$ 282,83	R\$ 424,25
Válvula de Gaveta 1/4"	pç	2	R\$ 60,00	R\$ 120,00
Válvula de Gaveta 4"	pç	3	R\$ 1.046,00	R\$ 3.138,00
Válvula de Gaveta 6"	pç	1	R\$ 1.730,00	R\$ 1.730,00
Válvula de Globo 1/4"	pç	1	R\$ 110,00	R\$ 110,00
Válvula de Globo 4"	pç	3	R\$ 1470,00	R\$ 4.410,00
Válvula de Retenção 4"	pç	1	R\$ 880,00	R\$ 880,00
Filtro Y 6"	pç	1	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00
Curva 90° RL 1/4"	pç	4	R\$ 6,70	R\$ 26,80
Curva 90° RL 4"	pç	12	R\$ 35,40	R\$ 424,80
Curva 90° RL 6"	pç	1	R\$ 97,80	R\$ 97,80
Tê 4"	pç	2	R\$ 80,00	R\$ 160,00
Redução 8" – 4"	pç	1	R\$ 85,00	R\$ 85,00
Redução 4" – 1/4"	pç	2	R\$ 50,00	R\$ 100,00
Bomba KSB 40-200 25 cv	pç	1	R\$ 5.028,60	R\$ 5.028,60
			Total	R\$ 35.050

3.5. CONCLUSÕES

Os resultados da planilha de cálculo elaborada mostraram-se satisfatórios e de grande valia no projeto de tubulações e especificamente na situação analisada. Através da planilha podem-se prever situações que comumente são enfrentadas em instalações industriais de grande porte e desta forma evitar imprevistos, e principalmente, manter o sistema sob controle, fazendo com que os equipamentos operem dentro das especificações do fabricante. Com isso garante-se que o sistema de resfriamento está operando nas faixas corretas evitando assim problemas de aquecimento excessivo.

Pode-se dizer que o projeto de tubulações está relacionado com uma série de fatores como pressão, vazão e temperatura que conforme a situação podem levar a projetos completamente diferentes. Por isso a prática projetual exige experiência para que um maior número de variáveis possa ser tratado simultaneamente, gerando menor tempo de projeto e construção, assim como uma otimização nos custos.

REFERÊNCIAS

- MACINTYRE, A. J. **Instalações Hidráulicas**. 2. ed.. Rio de Janeiro: Guanabara, 1988.
- TELLES, P. C. S. **Tubulações industriais, cálculo**. 8. ed., rev. e ampl. Rio de Janeiro: LTC, 1994.
- MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2. ed. rev. Rio de Janeiro: LTC, 1997.
- TELLES, P. C. S. **Tubulações industriais: materiais, projeto, montagem**. 9. ed. rev. e ampl. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1997
- MATTOS, E. E.; DE FALCO, R. **Bombas industriais**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A.T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. .5 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
- ASHRAE **Fundamentals Handbook 2005**, Chapter 36, Pipe Sizing.
- ASHRAE **Fundamentals Handbook 2008a**, Chapter 43, Centrifugal pumps.
- ASHRAE **Fundamentals Handbook 2008b**, Chapter 45, Pipes, Tubes and Fittings.
- BELLISS & MORCOM, **Operation & Maintenance Manual Compressor type WH40H3N**, Chapter 1- Technical data & Compressor description, 2002.
- FARGON, **Manual de instruções secador de ar comprimido por refrigeração THWE-2800 #600**, 2004.
- FARGON, **Engenharia e Indústria Ltda**, contato com Assistência Técnica em set. 2009.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

- RASE, H. F. **Piping design for process plants** New York: John Wiley, 1963.
- TELLES, P. C. S. **Tabelas e gráficos para projetos de tubulações**. 2. ed. rev. ampl. Rio de Janeiro: Interciência, 1978.
- MORIYAMA, A. **Componentes de tubulação industrial: tabelas dimensionais (ABNT e ANSI)**. São Paulo: Edgard Blücher, 1978.
- Power Magazine, Mcgraw-Hill Energy Group, **Piping**. New York: Mcgraw-Hill 1986.
- INCROPERA, F. P.; DE WITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 4. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1998.

APÊNDICE A – REGULAGEM DO SISTEMA NO PONTO DE OPERAÇÃO

Tabela A.1 – Sistema após ajuste de válvulas

Vazão de Retorno:

Estão conectados no coletor de retorno as seguintes bombas:

I - Bomba KSB 32.160 10 cv	35
II - Bomba KSB 32.165 7,5cv	25
III - Bomba KSB Meganorm 2 cv	5
Vazão Retorno [m3/h]	65

ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL

75,89

Válvulas Globo	K	Δp [Pa]	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	100	84673,52	8,66601	0,85
VG2 4"	330	244279,9	25,0011	2,44
VG3 1.1/4"	1035	364670,7	37,3227	3,65
VG4 4"	190	160879,7	16,4654	1,61
Fator de envelhecimento			1	
Rugosidade			0,046	
Sujidade do filtro			1	0,004

PAINEL DE CONTROLE

COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	OK	36,05
	PRESSÃO (4 - 7 BAR)	OK	6,12
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	OK	2,506
	PRESSÃO (0,5 - 3 BAR)	OK	2,71
BOMBA	CAVITAÇÃO	OK	7,76
	MOTOR (25 HP)	OK	18

H bomba [mca]	75,888	Curva da Bomba
H sistema [mca]	75,888	Curva do Sistema
Rendimento [%]	62%	Rendimento da Bomba
Q [m3/h]	38,553	Vazão Total
P [hp]	18	Potência do motor
NPSH requerido [m]	3,10	NPSH da bomba
NPSH disponível [m]	10,858	NPSH da instalação
Δh [m] B-C Comp	44,863	Perdas no compressor
Δh [m] B-C Sec	44,863	Perdas no secador
Qc [m3/h]	36,05	Vazão Compressor
Qs [m3/h]	2,506	Vazão Secador

Pontos	p [bar]	Δp [bar]
Descarga da Bomba	7,41	1,29
Entrada Compressor	6,12	
Entrada Secador	2,71	3,41
Saída Secador	1,74	0,97
Saída Compressor	1,74	0,00
Saída VG4	0,39	1,35
Entrada Torre	0,11	0,28

APÊNDICE B – ACÚMULO DE SUJEIRA NO FILTRO

Com o passar do tempo fatores adversos podem alterar o ponto de trabalho na bomba, como a sujeira acumulada no filtro instalado na sucção da bomba. A partir da situação de equilíbrio mostrada no Apêndice A será aumentada a sujeira no filtro. Isto pode ser ensaiado aumentando-se a perda de carga no filtro através do fator K. Nota-se que com o acúmulo de sujeira no filtro ocorre alteração da vazão e pressão nos equipamentos e a altura manométrica total sobe para 76,45 m.c.a. Para corrigir o sistema efetua-se o ajuste na válvula de globo VG4, que está instalada na tubulação de retorno, efetuando-se a abertura gradual reduzindo o fator K como mostrado na Tabela B.1, até que a vazão e pressão estejam dentro da faixa de operação adequada novamente.

Tabela B.1 - Aumento da perda de carga no filtro e regulagem na válvula globo

Válvulas Globo	K	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	100	8,06164	0,79
VG2 4"	330	23,2189	2,27
VG3 1.1/4"	1035	35,5542	3,47
VG4 4"	190	15,3171	1,50
Fator de envelhecimento	1		
Rugosidade	0,046		
Sujidade do filtro	110	0,439	

Válvulas Globo	K	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	100	8,7538	0,86
VG2 4"	330	25,26	2,47
VG3 1.1/4"	1035	37,579	3,67
VG4 4"	130	11,38	1,11
Fator de envelhecimento	1		
Rugosidade	0,046		
Sujidade do filtro	110	0,476	

PAINEL DE CONTROLE			
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL		76,45	
COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	NOK	34,74
	PRESSÃO (4 -7 BAR)	OK	6,24
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	NOK	2,446
	PRESSÃO (0,5 -3 BAR)	NOK	3,00
BOMBA	CAVITAÇÃO	OK	3,59
	MOTOR (25 HP)	OK	18

PAINEL DE CONTROLE			
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL		75,81	
COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	OK	36,23
	PRESSÃO (4 -7 BAR)	OK	6,10
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	OK	2,514
	PRESSÃO (0,5 -3 BAR)	OK	2,66
BOMBA	CAVITAÇÃO	OK	3,11
	MOTOR (25 HP)	OK	18

Um fator de alerta para o grau de sujeira no filtro é a possibilidade de cavitação caso o mesmo não seja limpo. O painel de controle informa o momento crítico de limpeza do filtro quando a bomba está próxima da ocorrência de cavitação e caso o mesmo não seja imediatamente limpo e continue acumulando sujeira a cavitação ocorre como ilustrado na Tabela B.2.

Tabela B.2 - Cavitação devido acúmulo de sujeira no filtro

Válvulas Globo	K	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	100	8,5175	0,83
VG2 4"	330	24,563	2,40
VG3 1.1/4"	1035	36,888	3,60
VG4 4"	130	11,073	1,08
Fator de envelhecimento	1		
Rugosidade	0,046		
Sujidade do filtro	150	0,632	

Válvulas Globo	K	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	100	8,3482	0,82
VG2 4"	330	24,064	2,35
VG3 1.1/4"	1035	36,393	3,56
VG4 4"	130	10,853	1,06
Fator de envelhecimento	1		
Rugosidade	0,046		
Sujidade do filtro	180	0,744	

PAINEL DE CONTROLE			
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL		76,03	
COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	NOK	35,73
	PRESSÃO (4 -7 BAR)	OK	6,15
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	NOK	2,491
	PRESSÃO (0,5 -3 BAR)	OK	2,78
BOMBA	CAVITAÇÃO	AVISO	1,62
	MOTOR (25 HP)	OK	18

PAINEL DE CONTROLE			
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL		76,18	
COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	NOK	35,37
	PRESSÃO (4 -7 BAR)	OK	6,19
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	NOK	2,474
	PRESSÃO (0,5 -3 BAR)	OK	2,86
BOMBA	CAVITAÇÃO	FALHA	0,55
	MOTOR (25 HP)	OK	18

APÊNDICE C – INCRUSTAÇÕES NA PAREDE DOS TUBOS

Nesta situação será mostrado quais são as influências das incrustações no sistema. Acarreta uma diminuição no diâmetro dos tubos. Isto pode ser representado na planilha por um fator multiplicador do diâmetro que, em casos severos de incrustações pode reduzir-se em até 50% do tamanho nominal. Partindo-se da situação de operação do Apêndice A é mostrado abaixo na Tabela C.1 um nível de incrustação onde o diâmetro foi reduzido para 90% do tamanho nominal. Nota-se uma queda brusca na vazão do sistema. Isto pode ser corrigido abrindo-se gradualmente as válvulas de regulagem. Nesta situação se fez necessária a abertura de todas para obtenção das vazões requeridas e as pressões na entrada dos equipamentos praticamente não se alteram, conforme mostrado na Tabela C.1.

Tabela C.1 - Regulagem com presença de incrustações

Válvulas Globo	K	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	100	9,00271	0,88
VG2 4"	330	25,9965	2,54
VG3 1.1/4"	1035	38,2583	3,74
VG4 4"	190	17,1052	1,67
Fator de envelhecimento	0,9		
Rugosidade	0,046		
Sujidade do filtro	1	0,004	

Válvulas Globo	K	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	50	6,66224	0,65
VG2 4"	220	25,6291	2,50
VG3 1.1/4"	680	37,6595	3,68
VG4 4"	120	15,9894	1,56
Fator de envelhecimento	0,9		
Rugosidade	0,046		
Sujidade do filtro	1	0,007	

PAINEL DE CONTROLE			
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL		78,29	
COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	NOK	29,77
	PRESSÃO (4 - 7 BAR)	OK	6,30
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	NOK	2,055
	PRESSÃO (0,5 - 3 BAR)	OK	2,79
BOMBA	CAVITAÇÃO	OK	8,19
	MOTOR (25 HP)	OK	17

PAINEL DE CONTROLE			
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL		75,82	
COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	OK	36,21
	PRESSÃO (4 - 7 BAR)	OK	6,23
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	OK	2,515
	PRESSÃO (0,5 - 3 BAR)	OK	2,76
BOMBA	CAVITAÇÃO	OK	7,70
	MOTOR (25 HP)	OK	18

APÊNDICE D – SITUAÇÃO CRÍTICA DO SISTEMA

A instalação com o passar dos anos pode sofrer o impacto de fatores adversos como aumento das incrustações somado ao aumento da rugosidade nos tubos e sujeira no filtro. Abaixo foi apresentada uma situação limite do sistema onde foram supostos uma redução de 80% do diâmetro, filtro sujo e a rugosidade dos tubos de 2,4 mm para tubos de aço com corrosão acentuada (MACINTYRE, 1997). Com isso o sistema que estava operando em situação normal conforme Apêndice A, sofre uma redução drástica nas vazões. Com a regulagem das válvulas pode-se novamente obter as vazões e pressões requeridas nos equipamentos como demonstrado na Tabela D.1.

Tabela D.1 - Influência de incrustações, rugosidade e sujeira

Válvulas Globo	K	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	100	8,26005	0,81
VG2 4"	330	23,8611	2,33
VG3 1.1/4"	1035	34,9083	3,41
VG4 4"	190	15,6941	1,53
Fator de envelhecimento	0,8		
Rugosidade	2,4		
Sujidade do filtro	30	0,123	

Válvulas Globo	K	Δh [m]	Δp [bar]
VG1 4"	6,5	1,38069	0,13
VG2 4"	150	27,8203	2,72
VG3 1.1/4"	400	35,9867	3,52
VG4 4"	6,5	1,38069	0,13
Fator de envelhecimento	0,8		
Rugosidade	2,4		
Sujidade do filtro	30	0,315	

PAINEL DE CONTROLE			
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (m.c.a)		79,96	
COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	NOK	22,54
	PRESSÃO (4 - 7 BAR)	OK	6,30
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	NOK	1,551
	PRESSÃO (0,5 - 3 BAR)	NOK	3,05
BOMBA	CAVITAÇÃO	OK	7,40
	MOTOR (25 HP)	OK	15

PAINEL DE CONTROLE			
ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (m.c.a)		75,86	
COMPRESSOR	VAZÃO (36 m3/h)	OK	36,10
	PRESSÃO (4 - 7 BAR)	OK	5,97
SECADOR	VAZÃO (2,5 m3/h)	OK	2,533
	PRESSÃO (0,5 - 3 BAR)	OK	2,45
BOMBA	CAVITAÇÃO	OK	4,58
	MOTOR (25 HP)	OK	18

ANEXO A – CURVAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA

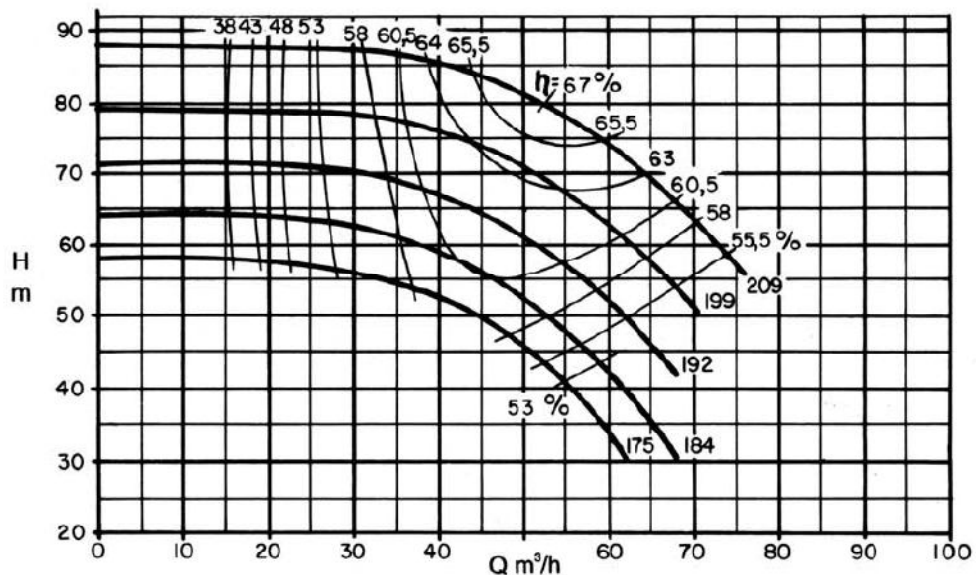


Figura A.1: Altura Manométrica

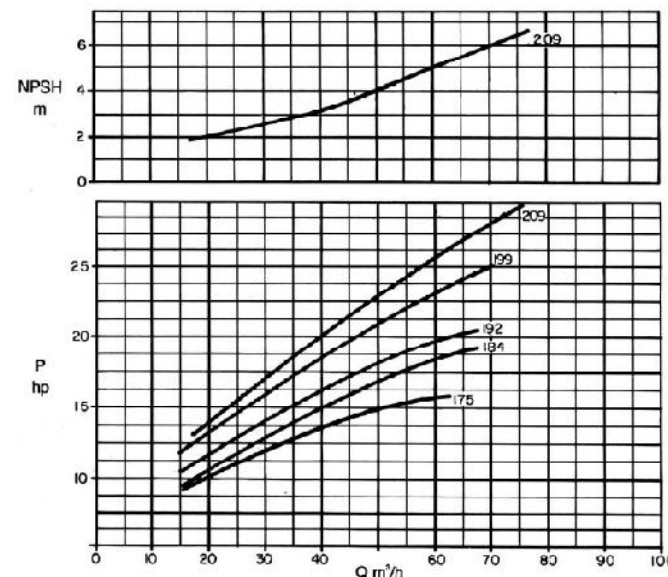


Figura A.2: NPSHr e Potência necessária

ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO COMPRESSOR DE AR

	OPERATION & MAINTENANCE MANUAL	Issue: 1
	COMPRESSOR TYPE WH40H3N	Date: May 2002
	CHAPTER 1 - TECHNICAL DATA & COMPRESSOR DESCRIPTION	Page: 10 of 145

Flows and Capacities

Cooling Water

Flow**	36 m³/h (nominal) 24 m³/h (min)
Pressura	7 Bar G (max) 4 Bar G (min)
Temperature Inlet	38 °C. (max) 16 °C. (min)

** The cooling water flows are design estimates and may need to be adjusted at site to meet the exact cooling requirements.

It is recommended that the compressor is monitored during its initial running period and that a record is kept of the flows and temperatures for future reference.

Setting of Protection Switches/Devices

High air temperature (AST)	177 °C (rising)
High air temperature (Separator)	65 °C (rising)**
Low lubricating oil pressure	1.8 Bar G (falling)
Low cooling water flow	65% of normal flow (falling)

** Switch is factory set to 65 °C. for temperate (UK type) climates. The switch may be adjusted up to a maximum of 75 °C. to suit tropical climates during or after installation. However, adjustments **MUST** only be performed by a competent, authorised person.