



ConBRepro

XI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO



01 a 03
de dezembro 2021

Dimensionamento de uma Bomba Centrífuga para uma Rede de Hidrantes no Setor Industrial

Sidnei Bekon

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade da Região de Joinville - UNIVILLE

Diego Alves de Miranda

Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade Senai

Resumo: O incêndio é um risco grave no qual a perda pode ser grande, portanto, se busca a implantação de sistemas preventivos adequados e eficientes. Uma rede de hidrantes que utiliza água para combater incêndios, deve ser dimensionada por um profissional que tenha conhecimento em escoamento de fluídos e principalmente seguir as normas regulamentadoras para que esta seja aprovada pelos órgãos competentes por meio de auditorias. Este estudo demonstra o dimensionamento de uma bomba centrífuga para a adequação de uma rede de hidrantes de uma empresa do setor plástico, que estava em desacordo com a norma do corpo de bombeiros. A seleção dos modelos acontece a partir dos requisitos mínimos, da coleta de dados da rede atual e cálculo da altura manométrica total por meio das perdas de carga. Através da análise das curvas de rendimentos das bombas foi possível definir um modelo de 20 cv que alcançou a eficiência de 84,49% atendendo todos os requisitos garantindo a segurança da empresa. O dimensionamento ofereceu uma base de dados com demonstração prática que direciona novos estudos perante uma necessidade semelhante.

Palavras-chave: Bomba centrífuga, Hidrante, Perdas de carga, Prevenção de acidentes.

Sizing a Centrifugal Pump for a Network of Hydrants in the Industrial Sector

Abstract: Fire is a serious risk in which the loss can be great, therefore, the search for the implementation of adequate and efficient preventive systems. A network of fire hydrants that uses water to fight fires, must be scaled by a professional who is knowledgeable in the flow of fluids and mainly follows the regulatory standards so that it is approved by public agencies bodies through audits. This study demonstrates the design of a centrifugal pump for the adequacy of a fire hydrant network of a company in the plastic sector, which was at odds with the fire department standard. The selection of the models takes place from the minimum requirements, from the data collection of the current network and calculation of the total head by means of pressure losses. Through the analysis of the performance curves of the pumps it was possible to define a model of 20 hp that reached the efficiency of 84.49% meeting all the requirements guaranteeing the safety of the company. The dimensioning offered a database with practical demonstration that guides new studies in face of a similar need.

Keywords: Centrifugal pump; Hydrant; Head losses; Accidents prevention.

1. Introdução

O fogo é muito importante para a humanidade, sua utilização satisfaz várias necessidades do homem, mas as vantagens são obtidas quando se tem o controle sobre ele. Quando se torna descontrolado no tempo tem-se o incêndio e este pode causar grandes tragédias, sendo a mais recente o incêndio na Boate Kiss em Santa Maria - RS que vitimou dezenas de jovens e acendeu um alerta fazendo com que as normas de segurança fossem revistas (SALES, 2016). No estado de Santa Catarina com a finalidade de reforçar a segurança contra incêndios, foi aprovada em 2013 a Lei Estadual nº 16.157 estabelecendo os requisitos mínimos para sistemas de prevenção e determinando o poder de fiscalização das normas de segurança ao corpo de bombeiros do estado (SANTA CATARINA, 2020). Com o mesmo objetivo em 2017 foi sancionada a Lei Federal nº 13.425, chamada de “Lei Kiss” reforçando a obrigação dos estabelecimentos possuírem sistemas preventivos eficazes contra incêndios (BRASIL, 2020).

Para evitar e combater incêndios existe o sistema hidráulico preventivo (SHP) conhecido como rede de hidrantes que realiza o combate com água, seu dimensionamento requer conhecimentos técnicos, situação esta, que abre possibilidade para trabalhos como Silva (2018) que fez uma avaliação de uma rede de hidrantes de um frigorífico para verificar sua eficácia. Já visando adequar o SHP de uma planta industrial, Gonçalves (2014) realizou análise no sistema através da curva de operação da bomba centrífuga existente e concluiu que ela não estava atendendo os requisitos.

As bombas centrífugas são utilizadas em SHP para alcance de pressão e vazão requeridas por norma de acordo com a necessidade do projeto e instalação, nesse sentido, elas precisam ser dimensionadas corretamente caso contrário podem apresentar problemas e baixa eficiência como demonstrou Gouvea (2008). Um problema decorrente de um dimensionamento incorreto sem análise do NPSH (Net Positive Suction Head) para a bomba é a cavitação que causa falhas no rotor e queda da eficiência, situação que Tan et al. (2013), através de simulações de fluxo e numérica para uma bomba centrífuga trabalhando em baixa vazão comprovaram que o valor do NPSH é o responsável pelo fenômeno de cavitação.

Seguindo este contexto, este trabalho realizou o dimensionamento de uma bomba centrífuga para adequar a rede de hidrantes de uma indústria que estava operando em desacordo com a norma, sendo assim teve que obedecer a norma vigente e atender os requisitos mínimos. O dimensionamento e definição do modelo de bomba ideal ao sistema foi realizado através do levantamento dos requisitos básicos, da coleta dos dados da rede de hidrantes já existente, dos cálculos das perdas de carga para obtenção da altura manométrica total (AMT) e construção da curva do sistema. A partir dos valores obtidos, foram selecionados quatro modelos de bombas que atendiam a todos eles, por meio do cálculo dos rendimentos foi destacado qual possui melhor eficiência e a análise do NPSH comprovou que nenhuma sofreria o fenômeno de cavitação.

2. Metodologia

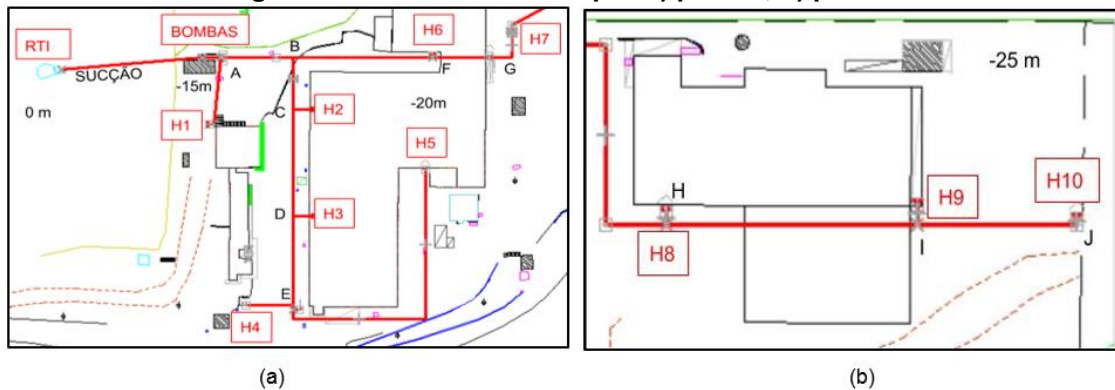
. O desenvolvimento contempla as etapas de análise da rede existente, definição dos requisitos exigidos pela norma, coleta de dados, cálculo das perdas de carga, da altura manométrica, escolha e comparação dos modelos de bomba que atendam a necessidade definindo assim a bomba ideal ao sistema.

2.1 Análise da rede de hidrantes atual

Com a realização da medição de pressão e vazão nas saídas dos hidrantes realizada por uma empresa terceirizada, constatou-se que o sistema atual não atende estes dois principais requisitos da norma atual, necessitando a instalação de uma bomba para

adequar. Para a realização dos cálculos, a tubulação de recalque foi segregada em duas partes demonstradas pela Figura 1.

Figura 1 – Desenho do recalque. a) parte 1; b) parte 2.



Fonte: Primária (2021).

Na Figura 1 estão identificados os 10 pontos de hidrantes existentes, os trechos separados para cálculos identificados por letras nos principais pontos de conexões e as medidas dos desníveis considerando a (RTI) como nível zero. Destaca-se que a casa de bomba fica a 15 metros abaixo do reservatório e os hidrantes mais inferiores a 25 metros.

2.2 Definição dos requisitos mínimos

O início do dimensionamento de um SHP se dá pelo enquadramento da empresa em uma faixa de risco conforme carga de incêndio instalada. As atividades desenvolvidas na planta em estudo são extrusão, conformação de tubos metálicos para cabos de vassouras e reciclagem de materiais plásticos, conforme IN 03 são atividades consideradas de risco médio, a carga de incêndio se enquadra entre 1.143 e 2.284 MJ.m⁻², então classifica-se como uma ocupação industrial de risco médio, assim pode-se definir os requisitos mínimos exigidos para o funcionamento da rede de hidrantes, este passo é realizado conforme dados da IN 07 demonstrados na Tabela 1.

Tabela 1 - Requisitos dos sistemas hidráulicos preventivos.

Risco	Característica	Carga de Incêndio (MJ/m ²)	Diâmetro da mangueira (mm)	Vazão mínima no esguicho (L/min)	Pressão mínima no hidrante mais desfavorável (m.c.a.)
Leve	Hidrante	Até 1.142	40 (1½")	70	4
Médio	Hidrante	De 1.143 a 2284	40 (1½")	300	15
Elevado	Hidrante	Acima de 2.284	65 (2½")	600	30

Fonte: Adaptado de IN 07/DAT/CBMSC.

Conforme a Tabela 1, a vazão mínima no esguicho deve ser de 300 L/min com pressão mínima de 15 m.c.a. no hidrante mais desfavorável, considerado o de maior perda de carga. Além destes valores deve ser levado em consideração a utilização de 4 hidrantes simultâneos quando a rede possuir mais de 10 hidrantes. O cálculo da vazão Q a ser considerada no dimensionamento segundo a IN 07 deve ser obtida através da Equação 1.

$$Q = 0,2046 * d^2 * \sqrt{H} \quad (1)$$

A equação considera o diâmetro de saída do esguicho d (mm), vazão Q (m³/s) e a pressão mínima exigida H (m.c.a.) que são obtidos através da rede de hidrantes instalada e da norma respectivamente.

2.3 Equações para dimensionamento

Para a seleção de uma bomba centrífuga é necessário o conhecimento prévio de algumas informações importantes que são obtidas por equações que são demonstradas nesta seção.

2.3.1 Altura manométrica

A AMT da instalação é definida pela soma da altura de sucção (H_s), da altura de recalque (H_r) e do somatório das perdas de carga da rede (Jt_s). Os dois primeiros dados são obtidos diretamente da rede, já as perdas de carga são calculadas, ambas em m.c.a.

Para o cálculo das perdas de carga existem várias equações para utilização, em específico, para a rede de hidrantes a IN 07 solicita que seja utilizada a fórmula de Hazen-Williams demonstrada pela Equação 2 que segundo Netto (2018), é uma fórmula empírica consagrada pela simples utilização e resultados confiáveis confirmados experimentalmente.

$$J = \frac{10,65 * Q^{1,852}}{C^{1,852} * D^{4,87}} \quad (2)$$

O valor da perda de carga J (m/m) é a perda por metro linear de tubulação, ela varia de acordo com a vazão Q (m^3/s), com o diâmetro D (m) e com o coeficiente de rugosidade de Hazen-Williams (C), conforme a IN 07 utiliza-se 100 para ferro fundido, 120 para aço galvanizado e 150 para cobre ou PVC.

Após a obtenção da perda unitária, para o cálculo da perda total, se faz o somatório da multiplicação desta perda com o comprimento L (m) de tubulação real ou equivalente no caso das conexões conforme Equação 3. Os valores do comprimento equivalente das conexões para o cálculo são tabelados, basta conhecer o modelo e o diâmetro.

$$Jt = \sum(J * L) \quad (3)$$

Especificamente nas saídas dos hidrantes existe as mangueiras flexíveis e os esguichos que são utilizados no combate ao incêndio, para estes, a IN 07 adota equações reduzidas para o cálculo da perda de carga conforme Equações 4 e 5.

$$Jm = 801,41 * Q^{1,852} * L \quad (4)$$

$$Jesg = 0,0396 * H \quad (5)$$

A Equação 4 que define a perda de carga em mangueiras Jm (m.c.a.) de incêndio é obtida através da equação de Hazen-Williams, ela considera a mangueira de borracha de diâmetro 2 1/2" e depende da vazão Q e do comprimento L da mangueira. Já a Equação 05 define a perda de carga no esguicho $Jesg$ (m.c.a.) depende da pressão de saída H (m.c.a.). Estes valores são somados na perda de carga para cálculo da altura manométrica que juntamente com a vazão necessária já permitem escolher quais modelos de bombas podem ser utilizadas.

2.3.2 Análise de rendimento

Definido os modelos de bombas que atendem os requisitos, é realizado a análise de rendimento para verificar qual possui melhor eficiência. O rendimento mecânico (n_m) corresponde a perdas provenientes dos componentes mecânicos como rolamentos, mancais, gaxetas, entre outros, pode ser obtido pela Equação 6 conforme Filho (2015).

$$n_m = \frac{\gamma * Q_v * AMT}{P_m} \quad (6)$$

O numerador da equação corresponde a potência útil fornecida pela bomba onde γ é o peso específico do fluido (N/m^3) e Q_v é a vazão fornecida pela bomba (m^3/s), AMT é a altura manométrica (m.c.a.) e o denominador P_m corresponde a potência motriz (cv)

fornecida pelo motor, neste trabalho será utilizado para todos os motores o rendimento de 85% sobre a potência nominal conforme apresentado por INMETRO (2020), os rendimentos variam nesse entorno.

O rendimento hidráulico n_h corresponde às perdas existentes devido ao fluxo dentro do rotor, a Equação 7 de Mataix (1970) permite definir esse valor. O rendimento total (n_t) de uma bomba centrífuga é definido pela Equação 8, pelo produto de todos os rendimentos (MACINTYRE, 1980).

$$n_h = 1 - \left(\frac{0,8}{\sqrt{13.200 * Q_v}} \right) \quad (7)$$

$$n_t = 100 * n_m * n_h * n_v \quad (8)$$

O rendimento volumétrico (n_v) considera as perdas por recirculação de fluido e vazamentos na carcaça, relaciona a vazão que escoar pelo recalque e a vazão que passa pelo rotor com parte desta recirculando ou se perdendo, esse rendimento está entre 85 e 99% (MACINTYRE, 1980).

Com a definição do rendimento total pode-se encontrar qual a potência absorvida P_a (cv) pelo motor pela Equação 9 segundo Macintyre (1980).

$$P_a = \frac{0,37 * Q_v * AMT}{n_t} \quad (9)$$

O valor encontrado pela Equação 9 representa o quanto da potência do motor será requisitado para efetuar o trabalho de fornecer energia ao fluido.

2.3.3 Cavitação

O efeito da cavitação deve ser sempre evitado para que a bomba funcione corretamente, para que não ocorra, conforme Ferraz (2011), deve ser analisada a altura total de sucção realizando isso através do NPSH. As bombas possuem um valor mínimo necessário tabelado de acordo com sua fabricação e características, já para a instalação esse valor varia de acordo com a altura e perdas de carga na sucção, temperatura do fluido de trabalho e pressão atmosférica, é definido pela Equação 10, para que não ocorra cavitação, este valor deve ser maior que o requerido pela bomba.

$$NPSH_d = H_{atm} - (H_{vp} + H_s + J_{ts}) \quad (10)$$

Na equação para cálculo do $NPSH_d$ (disponível), o valor da pressão exercida pela altura atmosférica H_{atm} e a pressão de vapor do fluido H_{vp} neste caso a água, que varia de acordo com a temperatura, são obtidos da Tabela 2, já a altura de sucção H_s e o somatório das perdas de carga na sucção J_{ts} são obtidos da rede instalada, todas esses dados são definidos em m.c.a.

Tabela 2 - Pressão atmosférica e pressão de vapor.

Pressão Atmosférica para Determinadas Altitudes Locais							
Altitude (m)	0	150	300	450	600	750	1000
Pressão Atmosférica (m.c.a.)	10,33	10,16	9,98	9,79	9,58	9,35	9,12
Pressão de Vapor da Água para Determinadas Temperaturas							
Temperatura da água (°C)	0	4	10	20	30	40	50
Pressão de vapor da água (m.c.a.)	0,062	0,083	0,125	0,239	0,433	0,753	1,258

Fonte: Adaptado de Schneider (2021).

3. Resultados e Discussão

Esta etapa contempla a apresentação dos dados da rede de hidrantes, dos cálculos dos valores utilizados para a seleção dos modelos de bombas centrífugas que atendem os

requisitos do sistema, análise destes modelos sobre seus rendimentos e também a possibilidade de ocorrer cavitação, através disso sendo definindo o modelo ideal.

3.1 Altura manométrica total

Para a realização dos cálculos, é necessário a definição inicialmente da vazão necessária ao sistema, através da Equação 1 utilizando o valor de 25 mm para a saída do esguicho obtemos o valor de 29,715 m³.h-1, como a norma requer a consideração do uso simultâneo de 4 hidrantes temos a vazão total de 118,86 m³.h-1. A perda de carga nas saídas dos hidrantes pode ser considerada igual em todos, o valor obtido foi 4,1195 m.c.a., a tabela com os valores esta apresentada no Anexo A sendo utilizado as equações 4 e 5 para calcular a perda nos acessórios esguicho e mangueira, para a perda na válvula e no “T” as equações 2 e 3.

Definido esses dois valores, o próximo passo é o levantamento da perda de carga total do sistema, realizado através da segregação da rede em trechos conforme demonstrado na Figura 1. A sucção do sistema conta com um reservatório elevado e tubulação de PVC subterrânea de 6” até a casa de bombas, sendo a ligação para as bombas em tubulação de 5”, o desnível do reservatório até as bombas é 15 m. Os dados da tubulação de sucção foram tabelados conforme Anexo A, demonstrando todas as conexões existentes na sucção bem como quantidades e comprimentos equivalentes obtidos de tabelas (MACINTYRE, 2017. SCHNEIDER, 2020), o valor da perda por metro J foi obtido através da Equação 2 e a perda total de cada componente pela Equação 3, assim a perda de carga total na sucção é de 2,2957 m.c.a.

Nos Anexos B e C estão os memoriais de cálculo para as partes 1 e 2 respectivamente, foram tabelados todos os dados, conexões e comprimento de tubulação existente reais e equivalentes, através da vazão e diâmetro se definiu a perda por metro, para depois multiplicar pelo comprimento total encontrando a perda total sendo para a parte 1, 23,5416 m.c.a. e para a parte 2, 36,4385 m.c.a., neste caso o hidrante 10 comprovou ser o mais desfavorável da rede. Com as perdas de carga calculadas, é possível determinar a AMT pela soma das alturas de sucção e recalque, desnível do solo e perdas de carga conforme demonstra a Tabela 3.

Tabela 03 - Altura manométrica total.

Hidrante	Sucção (m.c.a)	Perda recalque (m.c.a)	Altura (m)	Pressão Requerida (m.c.a)	AMT (m.c.a)
H5	2,2957	23,5416	-19	15	21,8373
H10	2,2957	36,4385	-24	15	29,7342

Fonte: Primária (2021).

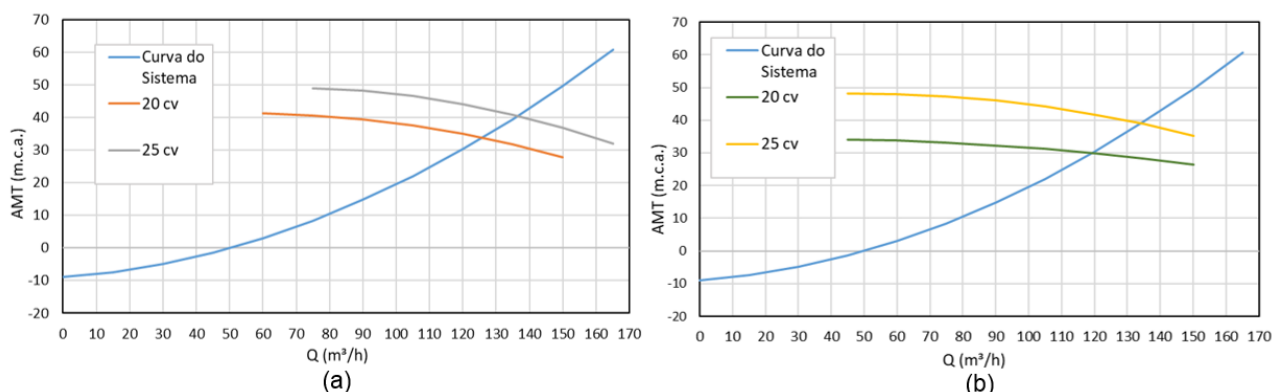
De acordo com a Tabela 3 a maior AMT do sistema é de 29,7342 m.c.a. esse valor foi utilizado para escolha dos modelos de bombas, ele considera a pressão requerida de 15 m.c.a. na saída do hidrante e o desnível do solo, visto que o reservatório é elevado, essa situação permite uma redução considerável da AMT. A bomba não pode ser dimensionada considerando a AMT da parte 1, como ela é menor, os requisitos mínimos não seriam atingidos na parte 2.

3.2 Escolha dos modelos e análise de rendimento

Definido a vazão necessária e a AMT, foi construída a curva do sistema que relaciona as duas variáveis, sendo $AMT = 0,00212.Q^2 + 0,073.Q - 9$. Foi obtida através da fixação das alturas de sucção e recalque, encontrando os valores de AMT para diferentes valores de vazão (NICOLI e GILSON, 2004), após definir a curva, foi analisado os catálogos dos modelos de bombas específicas para sistemas preventivos de dois fabricantes, os modelos que atendem os requisitos são BPI 100-65-160 de 20 e 25 cv do fabricante

Schneider, modelos Megabloc 65-125 de 20 cv e Megabloc 65-160 de 25 cv do fabricante KSB.

Figura 2 - Curva vazão x altura manométrica: a) Bombas Schneider; b) Bombas KSB



Fonte: Primária (2021).

Através das curvas apresentadas na Figura 2 foi obtido os pontos de intersecção das curvas semelhante ao realizado por Gonçalves (2014), fazendo isso igualando as equações de cada modelo com a equação do sistema, obtendo assim os pontos de operação das bombas conforme Tabela 4.

Tabela 04 - Dados comparativos das bombas.

Fabricante	Schneider	Schneider	KSB	KSB	
Modelo	BPI 100-65-160	BPI 100-65-160	Megabloc 65-125	Megabloc 65-160	
Potência nominal (cv)	20	25	20	25	
Diâmetro Rotor (mm)	150	158	141	159	
Vazão requerida (m³/h)	118,83	118,83	118,83	118,83	
AMT Requerida (m.c.a)	29,73	29,73	29,73	29,73	
Ponto de operação	Vazão (m³/h)	125,78	136,13	119,31	134,18
	AMT (m.c.a)	33,72	40,62	29,89	38,97
NPSHr (m.c.a.)	3,77	4,29	4,66	4,59	
Potência útil (cv)	15,70	20,47	13,20	19,36	
Rendimento mecânico (%)	92,37	96,34	77,67	91,11	
Rendimento hidráulico (%)	96,28	96,42	96,18	96,39	
Rendimento total (%)	84,49	88,25	70,96	83,43	
Rendimento do fabricante (%)	74,24	76,11	80,62	78,09	
Potência absorvida (cv)	18,57	23,18	18,59	23,19	
Valor	R\$ 8.400,00	R\$ 9.700,00	R\$ 11.600,00	R\$ 13.000,00	

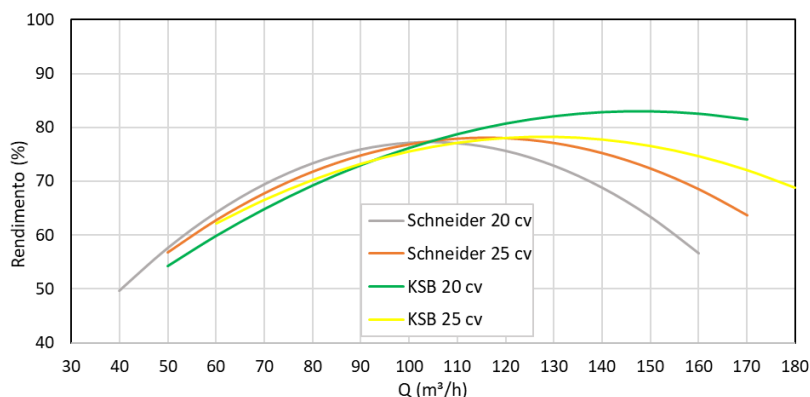
Fonte: Primária (2021).

Foram realizados através das Equações 6, 7, e 8 sendo considerado 95% de rendimento volumétrico e a potência absorvida pelo motor foi obtida pela Equação 9, os valores foram tabelados para comparação conforme Tabela 4. Um modelo semelhante a essa comparação foi realizado também por Neidert e Miranda (2019) que compararam 6 modelos de bombas e potências diferentes para uma máquina de perfurar túneis. Senem e Miranda (2020) também fizeram comparação semelhante (3 Bombas) para alimentar uma empresa apenas com captação de água da chuva.

Os modelos de 25 cv apresentaram rendimentos satisfatórios, com destaque do fabricante Schneider com rendimento total de 88,26%, ela seria a escolhida se existisse projetos de futuras ampliações da rede, mas como não há, sua utilização seria superdimensionada, ou seja, teria um valor além do necessário tanto em vazão como AMT, também um custo maior de investimento e consumo devido a maior potência.

O valor do rendimento de cada bomba fornecido pelo fabricante que foi obtido da Figura 3, ficou diferente do rendimento total obtido com os cálculos realizados, um ponto que justifica essa situação é a consideração da vazão e AMT de acordo com o ponto de operação.

Figura 3 - Curvas de rendimentos.



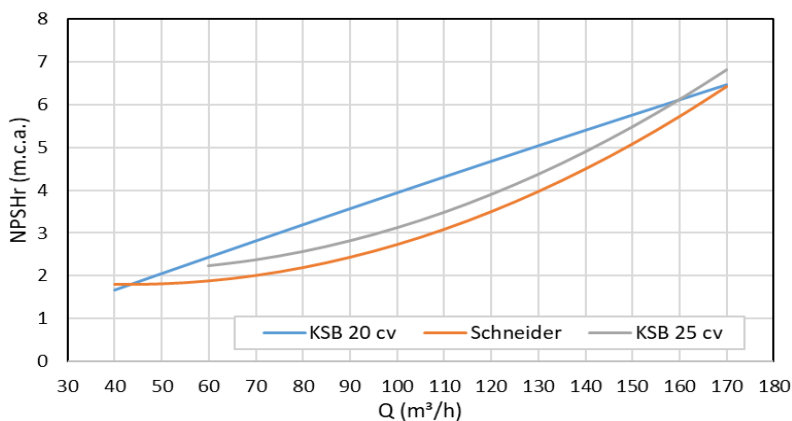
Fonte: Adaptado de Schneider e KSB (2020).

Outro índice que obteve destaque foi a potência absorvida, ficou semelhante para as de mesma potência dos dois fabricantes, mostra uma equivalência entre os modelos de fabricantes diferentes.

3.3 Análise de Cavitação

A análise para verificar se vai ocorrer o fenômeno de cavitação foi realizada através do NPSH das bombas selecionadas. As curvas adaptadas do $NPSH_r$ fornecidas pelos fabricantes das bombas selecionadas estão apresentadas na Figura 4.

Figura 4 – Curva de NPSHr das bombas selecionadas



Fonte: Adaptado de Schneider e KSB (2020).

Para o cálculo do $NPSH_d$ foi considerado que a instalação de sucção para a bomba dimensionada conta com um reservatório elevado em 15 metros com ponto de sucção a 14,8 metros, altitude local de 834 metros acima do nível do mar e temperatura da água em 25 °C. Utilizando a Tabela 03 foi obtido os valores de 9,2727 m.c.a. para H_{atm} e 0,336 m.c.a. para H_{vp} , através da Equação 10 definiu-se o valor para o $NPSH_d$ de 21,4421 m.c.a.

Pode-se concluir que nenhuma das bombas selecionadas vai sofrer o fenômeno de cavitação, pois somando 1,5 m.c.a. como fator de segurança nos valores de $NPSH_r$ definidos para as bombas, conforme orienta Ferraz (2011), todos ficam menores que o $NPSH_d$.

4. Conclusão

Através dos valores obtidos foi escolhida a bomba do fabricante Schneider modelo 100-65-160 com potência de 20 cv, a mesma apresentou rendimentos acima da concorrente de mesma potência bem como custo menor, a vazão e AMT alcançada por esse modelo atende os requisitos com segurança e não vai operar no limite. Os modelos de 25 cv apresentaram ótimos rendimentos, mas a sua utilização resultaria num superdimensionamento, elas seriam interessantes se a empresa tivesse necessidade futura de ampliar a fábrica e conseqüentemente teria uma ampliação da rede, mas não existe esta possibilidade.

O desenvolvimento proporcionou um aprendizado real de dimensionamento de uma máquina de fluxo e evidenciou a importância de se conhecer e obedecer às normas técnicas vigentes pois elas determinam os requisitos mínimos para serem obedecidos. Com isso, este trabalho pode auxiliar e servir de orientação para pessoas que necessitam realizar um dimensionamento permitindo possibilidades de novos estudos como análise das perdas visando reduzir este número e também simulações em softwares para comparação

Referências

BRASIL. **Lei nº. 13.425, de 30 de março de 2017.** Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2015-2018/2017/lei/l13425.htm>. Acesso em: 20 de setembro de 2021.

FERRAZ, F. **Manual de Hidráulica Básica.** Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia. Campus Santo Amaro. Bahia, 2011.

FILHO, G. F. **Bombas, ventiladores e compressores: fundamentos.** São Paulo. Érica, 2015.
GONÇALVES, M. D. **Redimensionamento de uma bomba centrífuga para o sistema de combate a incêndio de uma planta industrial.** Projeto de graduação do curso de Engenharia Mecânica. Escola politécnica – UFRJ. Rio de Janeiro, 2014.

GOUVEA, M. M. R. **Estudo de confiabilidade em bombas centrífugas.** Trabalho de conclusão de curso Engenharia Mecânica. Universidade São Francisco. Campinas, 2008.

INMETRO. Informação ao consumidor. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/pbetab11.asp>>. Acesso em: 20 de setembro de 2021.

KSB. **Manual de Curvas Características.** Disponível em: <http://www.ksb.com.br/php/produtos/download.php?arquivo=manual_curvas_linha_mega_a2740_42_44_1p_e_s_7.pdf&tipo=curvas>. Acesso em: 20 de setembro de 2021.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e Instalações de Bombeamento.** Rio de Janeiro, Guanabara Dois S.A, 1980.

MACINTYRE, A. J. **Instalações Hidráulicas: prediais e industriais.** 4. Ed. Rio de Janeiro, LTC, 2017.

MATAIX, C. **Mecânica de fluidos y maquinas hidráulicas.** 1ª Ed.Castillo. Madrid. 1970.

NETTO, J. M. A. FERNANDEZ, M. F. **Manual de Hidráulica.** 9 ed. São Paulo, Blucher, 2018.

NEIDERT, C. MIRANDA, D.A. **Dimensionamento de uma bomba centrífuga para perfuração de túneis em rocha.** XXVI Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica – CREEM. Ilhéus, BA. Agosto, 2019.

NICOLI, E.P. GILSON, A.J. **Análise experimental de curvas de bombas centrífugas radiais.** Monografia do curso Engenharia Mecânica. UFES. Vitória, 2004.

SALES, S. S. **Desempenho do sistema de proteção e combate a incêndios por hidrantes: Avaliação das condições de operação do sistema.** Monografia de Especialização em Engenharia de Segurança do trabalho - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2016

SANTA CATARINA. ALESC. **Lei nº. 16.157, de 7 de novembro de 2013.** Dispõe sobre as normas e os requisitos mínimos para a prevenção e segurança contra incêndio e pânico e estabelece outras providências. Disponível em: <http://leis.alesc.sc.gov.br/html/2013/16157_2013_lei.html>. Acesso em: 20 de setembro de 2021.

SCHNEIDER. **Catálogo Técnico.** Disponível em: https://schneidermotobombas.blob.core.windows.net/media/264084/schneider_catalogo_fit_manca_l_06-2020_web.pdf. Acesso em: 20 de setembro de 2021.

SEMEM, T. MIRANDA, D.A. **Análise do Projeto Hidráulico e Condições de Bombeamento para um Sistema Auxiliar de Abastecimento de Água da Chuva.** X Congresso Brasileiro de Engenharia de Produção – CONBREPPO. Ponta Grossa, PR. Dezembro, 2020.

SILVA, G. R. **Comissionamento de uma rede de hidrantes de um frigorífico.** Trabalho de conclusão de curso Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2018.

TAN, L. ZHU, B. S. CAO, S. L. WANG, Y. **Cavitation flow simulation for a centrifugal pump at a low flow rate.** Chinese Science Bulletin. v.58, p.949-952,2013.

ANEXO A - Perda de carga na saída dos hidrantes e na sucção.

Perdas de carga na saída dos hidrantes							
Item	Ø (mm)	Vazão (m³/h)		Perda Total (m.c.a.)			
Esguicho	25	29,715		0,594			
Mangueira de borracha 30 m	63	29,715		3,3637			
T saída lateral	63	29,715		0,0154			
Válvula globo	63	29,715		0,1464			
Total de perdas na saída				4,1195			
Perdas de Carga na Sucção							
Item	Ø (mm-pol)	Vazão (m³/h)	J (m/m)	Quant.	Comp. Equiv. (m)	Comp. Total (m)	Perda Total (m.c.a)
Entrada de Borda	150 - 6	118,86	0,02791	1	5	5	0,1396
Válvula de retenção	150 - 6	118,86	0,02791	1	12,5	12,5	0,3489
Válvula de gaveta	150 - 6	118,86	0,02791	2	1,1	2,2	0,0614
Cotovelo 45°	150 - 6	118,86	0,02791	2	2,3	4,6	0,1284
Cotovelo Raio Longo 90°	150 - 6	118,86	0,02791	2	3,4	6,8	0,1898
T saída lateral	150 - 6	118,86	0,02791	1	10	10	0,2791
União PVC	150 - 6	118,86	0,02791	7	0,25	1,75	0,0489
Válvula de gaveta	125 - 5	118,86	0,06783	1	0,9	0,9	0,0611
Junta de Expansão	125 - 5	118,86	0,06783	1	0,04	0,04	0,0027
Redução Excêntrica 5"- 4"	125 - 5	118,86	0,06783	1	1,07	1,07	0,0726
Tubo 5" Aço Galv.	125 - 5	118,86	0,06783			2,2	0,1492
Tubo 6" Aço Galv.	150 - 6	118,86	0,02791			2,7	0,0754
Tubo 6" PVC	150 - 6	118,86	0,01847			40	0,7386
Total das perdas na sucção							2,2957

Fonte: Primária (2021).

ANEXO B - Perda de carga no recalque parte 1.

Recalque Parte 1							
Item (Ø 4" - 100mm)	Trecho	Vazão (m³/h)	J (m/m)	Quant.	Comp. Equiv. (m)	Comp. Total (m)	Perda Total (m.c.a.)
Redução Concêntrica	Saída	118,86	0,20109	1	0,9	0,9	0,1810
Válvula de retenção vertical	Saída	118,86	0,20109	1	12,9	12,9	2,5941
Válvula de gaveta	Saída	118,86	0,20109	1	0,7	0,7	0,1408
Junta de Expansão	Saída	118,86	0,20109	1	0,03	0,03	0,0060
Curva Raio Longo 90°	Saída	118,86	0,20109	4	1,6	6,4	1,2870
T saída lateral	Saída	118,86	0,20109	1	6,7	6,7	1,3473
Tubo Aço Galv.	Saída	118,86	0,20109			5	1,0055
T passagem direta	ABC	118,86	0,20109	1	2,1	2,1	0,4223
Curva Raio Longo 90°	ABC	118,86	0,20109	2	1,6	3,2	0,6435
Joelho 45° PVC	ABC	118,86	0,13302	2	1,9	3,8	0,5055
Válvula esfera aberto	ABC	118,86	0,20109	1	0,7	0,7	0,1408
União PVC	ABC	118,86	0,13302	5	0,2	1	0,1330
T saída lateral PVC	ABC	118,86	0,13302	1	8,3	8,3	1,1041
T passagem direta PVC	ABC	118,86	0,13302	1	2,6	2,6	0,3459
Tubo PVC	ABC	118,86	0,13302			39	5,1878
T passagem direta PVC	CD	89,145	0,07808	1	2,6	2,6	0,2030
União PVC	CD	89,145	0,07808	2	0,2	0,4	0,0312
Tubo PVC	CD	89,145	0,07808			27	2,1081
T passagem direta PVC	DE	59,43	0,03685	1	2,6	2,6	0,0958
União PVC	DE	59,43	0,03685	2	0,2	0,4	0,0147
Tubo PVC	DE	59,43	0,03685			27	0,9949
T passagem direta PVC	EH5	29,715	0,01021	2	2,6	5,2	0,0531
Curva Raio Longo 90° PVC	EH5	29,715	0,01021	2	1,6	3,2	0,0327
Joelho 90 PVC	EH5	29,715	0,01021	1	4,3	4,3	0,0439
União PVC	EH5	29,715	0,01021	11	0,2	2,2	0,0225
Válvula esfera aberto	EH5	29,715	0,01543	1	0,7	0,7	0,0108
Tubo PVC	EH5	29,715	0,01021			71,8	0,7329
Tubo AÇO Galv.	EH5	29,715	0,01543			2,2	0,0339
Saída Hidrante	H5						4,1195
Total de perdas no recalque parte 1							23,5416

Fonte: Primária (2021).

ANEXO C - Perda de carga no recalque parte 2.

Recalque Parte 2							
Item (Ø 4" - 100mm)	Trecho	Vazão (m³/h)	J (m/m)	Quant.	Comp. Equiv. (m)	Comp. Total (m)	Perda Total (m.c.a.)
Redução Concêntrica	Saída	118,86	0,20109	1	0,9	0,9	0,1810
Válvula de retenção vertical	Saída	118,86	0,20109	1	12,9	12,9	2,5941
Válvula de gaveta	Saída	118,86	0,20109	1	0,7	0,7	0,1408
Junta de Expansão	Saída	118,86	0,20109	1	0,03	0,03	0,0060
Curva Raio Longo 90°	Saída	118,86	0,20109	4	1,6	6,4	1,2870
T saída lateral	Saída	118,86	0,20109	1	6,7	6,7	1,3473
Tubo Aço Galv.	Saída	118,86	0,20109			5	1,0055
T passagem direta	ABFG	118,86	0,20109	3	2,1	6,3	1,2669
Curva Raio Longo 90°	ABFG	118,86	0,20109	2	1,6	3,2	0,6435
Joelho 45° PVC	ABFG	118,86	0,13302	2	1,9	3,8	0,5055
Válvula esfera aberto	ABFG	118,86	0,20109	1	0,7	0,7	0,1408
União PVC	ABFG	118,86	0,13302	7	0,2	1,4	0,1862
Tubo PVC	ABFG	118,86	0,13302			78	10,3757
T passagem direta PVC	GH	89,145	0,07808	1	2,6	2,6	0,2030
Válvula esfera aberto	GH	89,145	0,11804	1	0,7	0,7	0,0826
Curva Raio Longo 90° PVC	GH	89,145	0,07808	3	1,6	4,8	0,3748
Joelho 45° PVC	GH	89,145	0,07808	2	1,9	3,8	0,2967
União PVC	GH	89,145	0,07808	15	0,2	3	0,2342
Tubo PVC	GH	89,145	0,07808			122	9,5257
T passagem direta PVC	HI	59,43	0,03685	1	2,6	2,6	0,0958
União PVC	HI	59,43	0,03685	6	0,2	1,2	0,0442
Tubo PVC	HI	59,43	0,03685			42	1,5476
T passagem direta PVC	IJH10	29,715	0,01021	1	2,6	2,6	0,0265
União PVC	IJH10	29,715	0,01021	2	0,2	0,4	0,0041
Curva Raio Longo 90° PVC	IJH10	29,715	0,01021	1	1,6	1,6	0,0163
Tubo PVC	IJH10	29,715	0,01021			15	0,1531
Tubo Aço Galv.	IJH10	29,715	0,01543			2,2	0,0339
Saída Hidrante	H10						4,1195
Total de perdas no recalque parte 2							36,4385

Fonte: Primária (2021).