



DIMENSIONAMENTO DE UMA BOMBA CENTRIFUGA PARA EQUIPAMENTO DE PERFURAÇÃO DE TÚNEIS EM ROCHA

Cleiton Neidert, cleiton.neidert@gmail.com

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE, Joinville – SC
Norberto Eduardo Wheirhermann, 230, 89288 – 385, São Bento do Sul – SC

Diego Alves de Miranda, diegoalves_klx@hotmail.com

Universidade da Região de Joinville – UNIVILLE, Joinville – SC
Norberto Eduardo Wheirhermann, 230, 89288 – 385, São Bento do Sul – SC

Resumo. *O grande crescimento da indústria mundial utilizando processos cada vez mais tecnológicos e a necessidade de baixar os custos com manutenção, exigem que o dimensionamento de equipamentos seja preciso e de forma correta, visando diminuir os custos e evitar desperdícios de energia. Para efetuar o resfriamento de ferramentas de corte e de componentes de sistemas hidráulicos é necessário que algum fluido seja bombeado e chegue até os locais necessários. Este trabalho apresenta um estudo de como dimensionar bombas centrífugas, desde a coleta de dados, cálculos e até a escolha do equipamento ideal. O principal objetivo é dimensionar e escolher a bomba com melhor custo-benefício no mercado, visando atender ao requisito da norma. Os cálculos executados foram de suma importância para a escolha da bomba, acompanhando o processo de instalação e startup, e assim podendo validar o dimensionamento.*

Palavras chave: *Bomba Centrífuga. Dimensionamento. Equipamentos.*

1. INTRODUÇÃO

Bombas centrífugas geralmente são projetadas para bombear água limpa, porém, quando se utiliza de bombas para retirada de água de rios, encontra-se um grande problema, uma grande quantidade de sedimentos está disposta junto a água. Conforme Shen et al. (2019), na captação da água no Rio Amarelo, são muito utilizadas bombas centrífugas de duplo bocal de sucção por serem de alta confiança e terem alto rendimento. Entretanto, os sedimentos acabam degradando os componentes da mesma, levando a uma perda gradativa da eficiência, reduzindo a confiabilidade, gasto desnecessário com eletricidade e a necessidade de uma troca prematura dos componentes.

A cavitação é outro problema encontrado em bombas centrífugas. Cucit et al. (2018), afirma que a cavitação causa perda de rendimento devido a implosão de bolhas de vapor, que são geradas quando a pressão está mais baixa que a pressão de vapor do líquido. Quando estas bolhas alcançam uma região de maior pressão, elas implodem contra as paredes ou componentes da bomba causando a erosão dos mesmos. Para Adamkowski et al. (2016), a erosão no rotor da bomba pode causar um desbalanceamento do eixo árvore, e estando em operação é difícil verificar as anomalias causadas. Mousmoulis et al. (2019) citam que existem formas de identificar a cavitação por meio de ruídos, vibrações e com a visualização do fluxo, os dois primeiros se dão através de sensores e o último é possível fabricar parte da voluta da bomba em acrílico podendo ter acesso visual ao fluido bombeado. Schäfer et al. (2017), utilizou raios gama por meio de uma tomografia computadorizada para determinar em quais pontos se formavam as bolhas de vapor, podendo fazer uma varredura nos demais pontos para verificar o comportamento da bolha até sua implosão, outra forma é a utilização de softwares de simulação que podem ajudar a desempenhar esses estudos.

Uma segunda função das turbobombas é utilizá-las de modo reverso, gerando energia. Liu et al. (2019) explicam que existe uma dificuldade em saber qual o melhor ponto de eficiência das bombas no modo de turbinas, os fabricantes não disponibilizam cartas demonstrativas de eficiência, e um método útil para determinar a eficiência é o método modelo de perdas, onde são calculadas as perdas em vários componentes e analisadas de forma geral, como resultado se tem que quando operam com uma grande vazão possuem alta eficiência, conforme a taxa de vazão vai diminuindo a eficiência diminui proporcionalmente, para Stefanizzi et al. (2017), algumas bombas não podem ser utilizadas para esta finalidade, efetuando uma comparação com seu funcionamento normal apresentam rendimento baixo. Capurso, Bergamini e Torresi (2019), indicam que um pequeno aumento na eficiência pode gerar uma economia no consumo de energia elétrica, esta pequena diferença pode estar relacionada ao projeto de componentes, utilizando simulações numéricas é possível chegar a um rotor com maior rendimento ou alternar para uma nova geometria reduzindo seu tamanho e proporcionando a fabricação de equipamentos menores.

Shah et al, (2013), utilizaram programas computacionais como a Dinâmica de Fluidos Computacional para auxiliar na avaliação de turbo bombas e seus componentes, mostrando que o dimensionamento incorreto pode causar problemas e perda de eficiência, os softwares de análise numérica ajudam a dimensionar de forma correta, levando em conta todas as variáveis envolvidas no processo, otimizando tempo e gerando menor desperdício de materiais.

Nesse contexto, o presente trabalho tem por objetivo dimensionar equipamento de bombeamento de fluido que atenda as especificações dos dados coletados visando considerar as variáveis de perda de carga em tubulações, conexões e demais, considerando NPSH evitando cavitação, e que consiga atingir vazão e altura manométrica exigida. Foi adotado procedimentos padrões de cálculos e avaliações de curvas características já utilizadas por outros autores, mas visando atender a especificação de resfriar as ferramentas de corte e os componentes do sistema hidráulico de um equipamento de perfuração de tuneis.

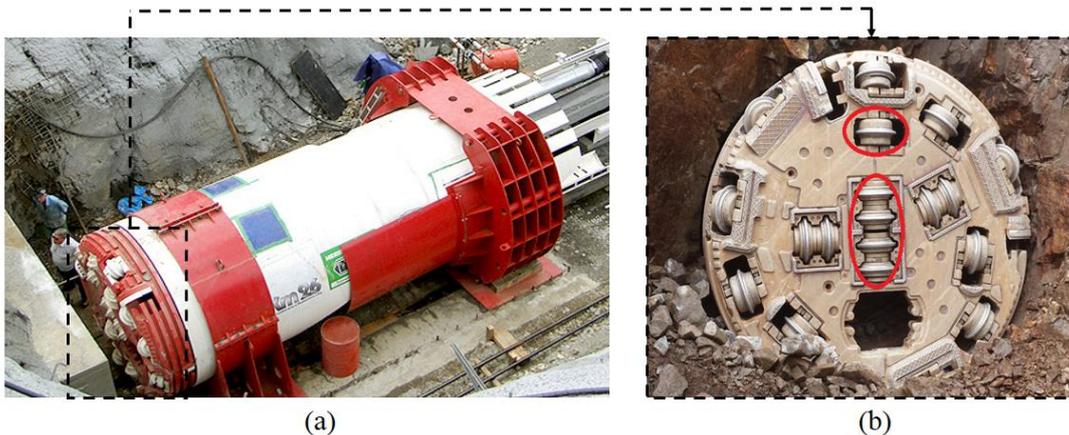
2. METODOLOGIA

O presente capítulo abordará a apresentação do problema, bem como as ferramentas e métodos para o sucesso do dimensionamento. Sendo que o primeiro passo foi a coleta de dados com a equipe técnica, seguido da busca de informações através de pesquisa na literatura, para aprofundar os conhecimentos sobre as teorias envolvidas, visando o bom desenvolvimento e escolha correta do equipamento.

2.1. Problemática

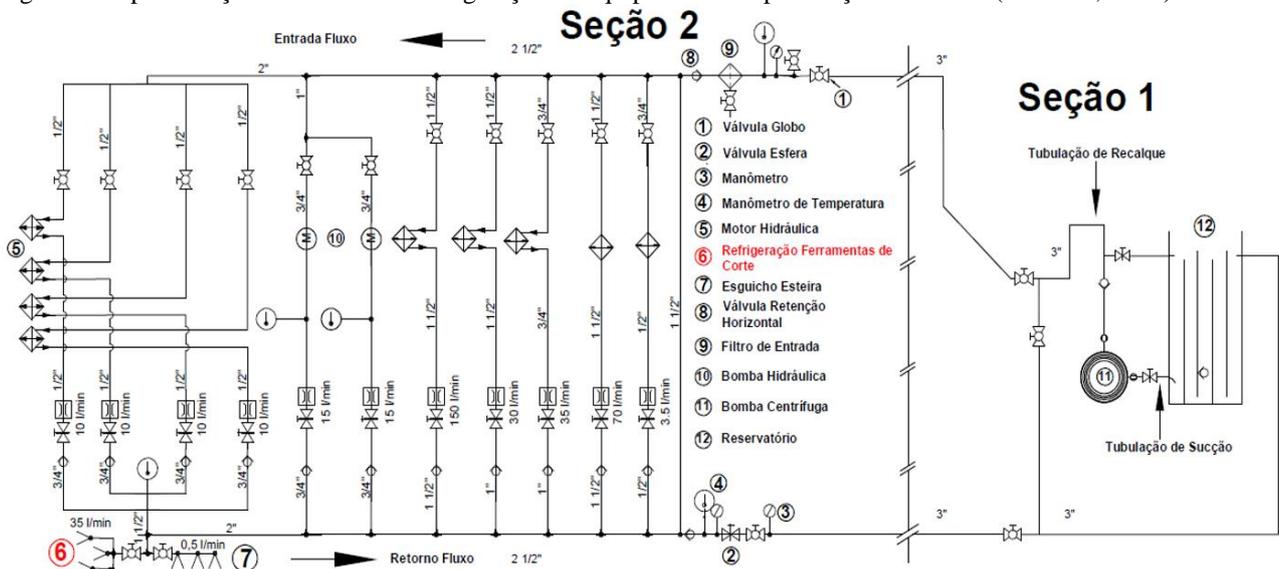
Este estudo está baseado na necessidade da empresa Steelmast Metalúrgica Ltda., em adquirir um equipamento de bombeamento de fluido. Este equipamento deve ser utilizado no resfriamento das ferramentas de corte (Fig.1.b) e dos componentes do sistema hidráulico do equipamento de perfuração de tuneis, (Fig.1.a).

Figura 1. Máquina de perfuração de Túneis. a) Detalhe do posicionamento do equipamento. b) Ferramentas de corte. (Steelmast, 2019)



Para isto, necessita-se de um correto dimensionamento para economizar custos mediante a análise de engenharia de uma empresa terceirizada.

Figura 2. Representação do sistema de refrigeração do equipamento de perfuração de túneis. (Primária, 2019).



O detalhe destacado na Figura 1.b, está demonstrado as ferramentas de corte do equipamento de perfuração de túneis, e na Figura 2 uma adaptação do sistema de tubulação utilizado para resfriamento dos circuitos hidráulicos e chegada até as ferramentas de corte.

2.2. Dimensionamento

O desenvolvimento dos estudos do dimensionamento segue metodologia de Filho (2015), utilizando as equações nele descritas. Na Tabela 1, estão os valores coletados para início do processo de cálculos no dimensionamento. Além destes valores ainda existe a necessidade de 5 bar de pressão na chegada ao equipamento.

Tabela 1. Capacidades do equipamento de bombeamento. (Primária, 2019)

Vazão requerida (Q)	Altura de sucção (Hs)	Altura de recalque (Hr)	Tubulação de sucção (Ls)	Tubulação de recalque (Lr)
24 m ³ /h	0 m	95 m	0.7	3000 m

Na Tabela 1, os valores que foram coletados com base na necessidade de operação da bomba, entre eles são possíveis destacar a necessidade de uma vazão de 24 m³/s e altura de recalque de 95 metros.

2.2.1 Cálculos iniciais

Os primeiros cálculos são com relação a perda de carga existente em conexões e no comprimento das tubulações de sucção e recalque, chegando assim ao valor da Altura Manométrica Total (AMT), com o qual já é possível escolher as bombas que se adequam ao perfil exigido. Os valores da perda de carga unitária por conexão estão descritos na Tabela 2.

Tabela 2. Parâmetros de consideração de perda de carga. (Primária, 2019)

Conexões	Qtde.	Perda de Carga (m.c.a)	Conexões	Qtde.	Perda de Carga (m.c.a)
Curva 90° 3"	2	1.64	Válvula Borboleta 3"	1	Desprezível
Joelho 45° 3"	2	1.3	Junta de Expansão 3"	1	Desprezível
Válvula de Esfera 3"	1	Desprezível	Válvula de Retenção Ver. 3"	1	9.7
Tê de Passagem Direta 3"	2	0.5	Bucha de Redução 3 x 2.1/2"	1	0.39

As conexões a serem utilizadas estão dispostas na Tabela 2, juntamente o valor considerado para perda de carga por unidade. Os fatores de perda de carga em conexões foram obtidos através de consulta ao catálogo da empresa Tupy (2019), fabricante de conexões em ferro fundido.

Para início é necessário que a vazão (Q) esteja dimensionalizada em m³/s, conforme a Eq. 1.

$$Q = \frac{dV}{dt} \quad (1)$$

Conforme Filho (2015) é possível utilizar a Eq. 2, para definir o diâmetro mínimo exigido de tubulação, levando em conta que existe valores de velocidade mínimo e máximo impostos por restrições técnicas de operação.

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{Qr}{v}} \quad (2)$$

Como citado por Filho (2015) o valor mínimo e máximo para velocidade (v) de água fria (10 °C) em uma tubulação de aço galvanizado respectivamente é de 2 m/s a 3 m/s, e para resfriamento industrial o valor máximo de 3,1 m/s, o resultado da Eq. 4 deve ser arredondado para cima visto que foi encontrado o diâmetro mínimo exigido, sendo agora possível calcular a velocidade do fluido na tubulação com a Eq. 3.

$$V = \frac{4Qr}{\pi D^2} \quad (3)$$

Outro ponto importante a ser calculado é o número de Reynolds (Re) onde será possível verificar a situação do regime de escoamento: Escoamento laminar (Re<2400), transiente (2400<Re<4000) ou turbulento (Re>4000), conforme a Eq. 4.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4)$$

Onde ρ é massa específica (Kg/m^3), v é velocidade do fluido (m/s), D diâmetro da tubulação (m) e μ é o coeficiente de viscosidade (kg/m.s). O fator de perda de carga percentual (Ft) a ser utilizado nas conexões e tubulação foi encontrado utilizando a Equação de Miller (1985), aqui descrita como Eq. 5.

$$Ft = \frac{\left\{ 0,25 \left[\log \left(\frac{\frac{\epsilon}{D}}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right] \right\}^{-2}}{100} \quad (5)$$

Outro fator a ser considerado é a perda de carga proveniente das conexões (Jc), o valor utilizado foi retirado do catálogo de produtos da empresa Tupy (2019), as conexões utilizadas já foram listadas na Tabela 2, onde é possível utilizar a Eq. 6 para determinar a perda de carga nas conexões.

$$Jc = (qtde.) * \text{valor perda de carga unitária} \quad (6)$$

Para obter a perda de carga total no sistema é necessário somar os valores do comprimento da tubulação de sucção, tubulação de recalque e das conexões, e multiplicar pelo fator de perda de carga percentual (Ft), conforme Eq. 7.

$$Jt = (Ls + Lr + \sum Jc) Ft \quad (7)$$

O resultado desta equação é utilizado para efetuar o cálculo da altura manométrica total AMT (m.c.a.), conforme a Eq. 8, onde soma-se a altura de sucção Hs (m.c.a.), altura de recalque Hr (m.c.a.) e a perda de carga total Jt (m.c.a.).

$$AMT = Hs + Hr + Jt \quad (8)$$

Com o resultado da altura manométrica total e o valor da vazão requerida ao sistema é possível consultar catálogos de empresas fabricantes de bombas para ver quais atendem a estas exigências, esta consulta foi realizada nos catálogos das empresas: Franklin/Schneider Ltda. e KSB Brasil Ltda.

Segundo os catálogos visualizados, a Tabela 3 demonstra as bombas para análise de uso no projeto.

Tabela 3. Bombas estudadas e suas características. (Adaptada de Schneider e KSB, 2019)

Fabricante	Schneider	Schneider	Schneider	KSB	KSB	KSB
Modelo	ME-32200 B168	ME-32250 A168	VME-308500	MULTITEC (GG/BZ) C 50/5- 3.1	MULTITEC (GG/BZ) C 50/3- 3.1	MULTITEC (GG/BZ) C 50/2- 3.1
Vazão (m^3/h)	27	25	27	24	24	24
NPSHr (m)	2.6	3.75	2	2.7	2.7	2.7
Rendimento (%)	55	52	62	54	54	55
Diâmetro do rotor (mm)	168	168	132	163	159	165
AMT (m.c.a)	100	135	235	235	135	100
Potência (cv)	20	25	50	50	25	20
Valor (R\$)	11.600	13.300	52.900	37.700	26.800	24.300

Na Tabela 3 é possível verificar as características de cada bomba analisada para o projeto, visto que as bombas da Fabricante Schneider modelos ME-32200 B168 e ME-32250 A168 seriam mais atrativas financeiramente para uma ligação em série e a bomba da fabricante KSB modelo MULTITEC (GG/BZ) C 50/5-3.1 é mais atrativa financeiramente em relação a do Fabricante Schneider para uso de apenas uma bomba.

Com as bombas escolhidas é possível efetuar os cálculos para análises de custo de operação do equipamento. A potência útil (Pu) fornecida pela bomba ao fluido é descrita na Eq. 9.

$$Pu = \gamma * Qv * ATM \quad (9)$$

Onde γ peso específico (N/m^3), Q_v vazão fornecida pela bomba (m^3/s) e ATM é a altura manométrica encontrada pela Eq. 8. Rendimento mecânico fornecido pela máquina (η_m) é a razão entre a potência útil (P_u) e potência motriz (P_m) fornecida pelo motor de acionamento da bomba e está descrito pela Eq. 10.

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_m} \quad (10)$$

Geralmente este valor é tabelado e fornecido pelo fabricante de motores sendo necessário ainda considerar as perdas por atrito no estojo de gaxetas, rolamentos e mancais, conforme Figura 3.

Figura 3. Rendimento de motores elétricos. (Adaptada de INMETRO, 2019).

MOTORES ELÉTRICOS TRIFÁSICOS - RENDIMENTO E FATOR DE POTÊNCIA									
POTÊNCIA		II POLOS		IV POLOS		VI POLOS		VIII POLOS	
KW	CV	RENDIMENTO	FATOR DE POTÊNCIA						
11	15	87,8	0,89	88,5	0,83	89,5	0,8	88,5	0,83
15	20	89	0,88	90,2	0,83	89,5	0,78	89,5	0,83
18,5	25	89,5	0,88	91	0,83	90,2	0,9	89	0,74
22	30	91	0,88	91	0,84	91	0,85	90,2	0,83
30	40	90,4	0,88	91,7	0,85	91,7	0,84	90,2	0,85
37	50	92,2	0,87	92,4	0,86	91,7	0,84	91	0,83
45	60	91,7	0,9	93	0,89	91,7	0,87	91	0,82
55	75	92,4	0,9	93	0,88	93	0,85	92	0,81
75	100	93	0,91	93,2	0,87	93	0,83	92	0,77

A Figura 3 apresenta os valores de rendimento dos motores utilizados nas bombas centrífugas bem como o fator de potência para cada tipo de motor.

As turbobombas representam ainda rendimento hidráulico (η_h) conforme Eq. 11, pois existem perdas no interior da voluta e no rotor, rendimento volumétrico (η_v), pois existem perdas por recirculação e vazamentos na linha e devem ser consideradas.

$$\eta_h = \left[1 - \left(\frac{0,8}{\sqrt{Qv*3,67}} \right) \right] \quad (11)$$

O rendimento total é determinado conforme a Eq. 12.

$$\eta_t = (\eta_m * \eta_h * \eta_v)100 \quad (12)$$

Em muitos casos o rendimento total do equipamento é fornecido pelo fabricante nos gráficos específicos da bomba, devido as considerações para perda volumétrica dependerem de testes e variarem conforme cada equipamento. A potência que será absorvida pelo motor pode ser descrita pela Eq. 13.

$$W_A = \frac{Qv*AMT*0,37}{\eta_t} \quad (13)$$

Cavitação é um grande problema em sistemas de bombeamento, sendo necessária grande atenção nos parâmetros de dimensionamento, os fatores de pressão atmosférica para determinados locais conforme Fig. 4 e pressão de vapor da água para determinadas temperaturas conforme Fig. 5, influenciam diretamente para determinar o NPSH (*Net Positive Suction Head*), onde o NPSHr é uma determinação do fabricante da bomba e o NPSHd é calculado seguindo a Eq. 14.

$$NPSHd = Hatm - (Hvp + Hs + Jts) \quad (14)$$

Onde H_{atm} é pressão atmosférica sendo determinado pela Fig. 4, H_{vp} é pressão de vapor da água sendo determinado pela Fig. 5, H_s é a altura de sucção e Jts é a perda de carga total na sucção.

Figura 4. Pressão atmosférica em determinada altitude (Schneider, 2019)

Altitude em Relação ao Nível do Mar (m)	0	150	300	450	600	750	1000	1250	1500	2000
Pressão Atmosférica (m.c.a.)	10,33	10,16	9,98	9,79	9,58	9,35	9,12	8,83	8,64	8,08

A Fig. 4 demonstra dados de pressão atmosférica para uma determinada altitude, sendo necessário interpolar quando não ter o valor exato contido na figura.

Figura 5. Pressão de vapor da água para determinada temperatura (Schneider, 2019)

Temperatura da Água (°C)	0	4	10	20	30	40	50	60	80	100
Pressão de Vapor da Água (m.c.a.)	0,062	0,083	0,125	0,239	0,433	0,753	1,258	2,033	4,831	10,33

A Fig. 5 demonstra dados de pressão de vapor de água para uma determinada temperatura da água, para obtenção do valor ideal existe a necessidade de interpolar visando o resultado real no cálculo da Eq. 14. Para um bom funcionamento é necessário que o valor de NPSHd obtido através de cálculo seja maior que (NPSHr+1,5) visando a não cavitação do equipamento de bombeamento de fluido.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo será abordado a discussão sobre os resultados deste trabalho, os próximos subcapítulos descrevem os resultados obtidos com a resolução das equações dispostas neste trabalho.

3.1. Cálculos iniciais

Utilizando as Eq. 2, 3 e 4 e o dado da vazão requerida disposto na Tabela 1, foi obtido o valor de diâmetro mínimo da tubulação de 2½”, sendo utilizado tubulação com diâmetro de 3” visando diminuir a perda de carga na tubulação, a velocidade obtida de 1,33 m/s e o número de Reynolds tendo um valor de 106.000 o que determina que o regime de escoamento é turbulento. Conforme a Eq. 5 foi possível determinar o fator percentual de perda de carga, chegando ao valor de 2,95%, este valor será utilizado para determinar a perda de carga na tubulação e nas conexões listadas na Tabela 2, conforme a Eq. 7 o valor obtido foi de 90 m.c.a.

3.2. Valores para consulta de bombas

Para utilizar a Eq. 8 é necessário utilizar dois dados que estão dispostos na Tabela 1, a altura de sucção e recalque, utilizando juntamente o valor da perda de carga da Eq. 7 e somando-se estes valores juntamente com o valor de 5 bar (50 m.c.a.), requisito de funcionamento, resultou em uma *AMT* de 235 m.c.a.

Utilizando o valor de *AMT* (235 m.c.a) e a vazão necessária (24 m³/h) foi realizado consultas a fornecedores de bombas centrífugas, tendo como retorno as bombas que atendem aos requisitos listadas na Tabela 3, onde é possível verificar as relações entre custo, potência de motor, eficiência, diâmetro de rotor e vazão verdadeira de cada equipamento, sendo também possível avaliar entre eles qual melhor atende as necessidades do projeto.

3.3. Análise entre os modelos selecionados

Ao relacionar as bombas que atendem aos especificados, dispostas na Tabela 3, é possível verificar que existe uma grande variação financeira com relação aos dois fabricantes para modelos com a mesma *AMT* e vazões próximas, as bombas Schneider seriam mais atrativas para interligação em série, porém por questões técnicas não são indicadas para uso de ligação em série, devido a pressão de entrada (sucção) na segunda bomba ficar acima do limite operacional que é de 9 bar (90 m.c.a), podendo causar avarias no eixo e selo mecânico.

As bombas da fabricante KSB (estudadas para esse projeto), conforme consulta técnica não tem este limitante podendo sim operar em interligação em série, tendo apenas como restrição técnica a instalação primeiramente da bomba com 100 m.c.a. e em seguida a bomba de 135 m.c.a., devido a pressão máxima de entrada em ambas as bombas estar limitada a 12 bar (120 m.c.a.). Outra vantagem das bombas KSB em relação aos equipamentos da Schneider e por trabalharem com diâmetro de rotor projetado proporcionando a vazão requerida pelo usuário.

3.4. Análises entre potência e rendimento dos equipamentos selecionados

Com os altos custos operacionais relacionados ao consumo de energia elétrica se torna necessário uma análise operacional de consumo e rendimento dos equipamentos, determinando o qual obtém uma melhor relação custo-benefício. Para obter os valores de potência útil e absorvida, rendimento mecânico e hidráulico foram utilizadas as Eq. 9, 10, 11, 12 e 13, o rendimento do motor utilizado está disposto na Figura 3. A Tabela 4, dispõem dos valores encontrados.

Tabela 4. Potência e rendimento das bombas selecionadas. (Primária, 2019)

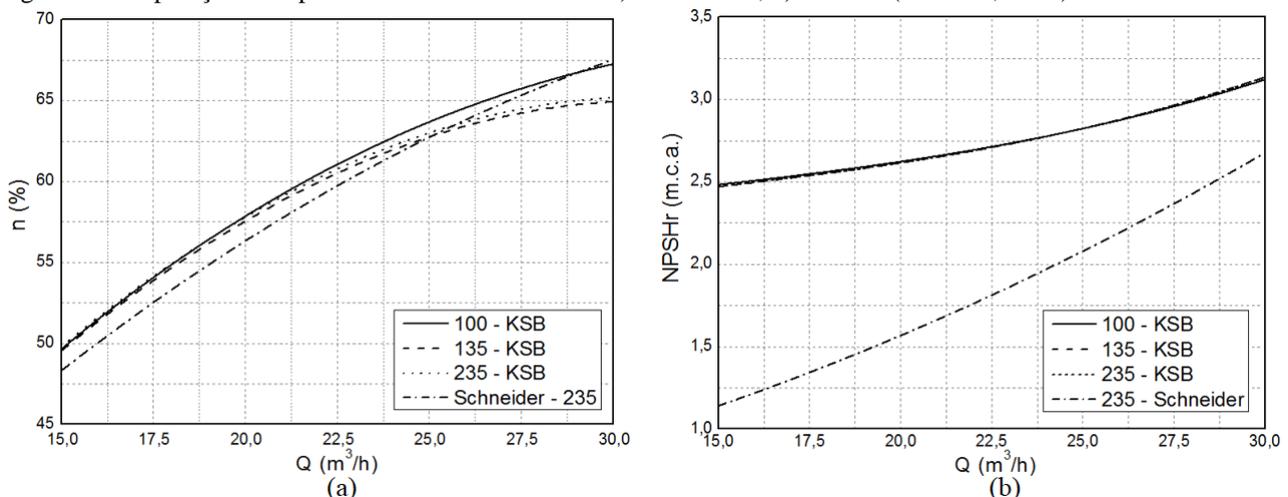
Fabricante	Schneider	Schneider	Schneider	KSB	KSB	KSB
Modelo	ME-32200 B168	ME-32250 A168	VME- 308500	MULTITEC (GG/BZ) C 50/2-3.1	MULTITEC (GG/BZ) C 50/3-3.1	MULTITEC (GG/BZ) C 50/5-3.1
Potência útil (cv)	10	12,5	23,51	8,89	12	20,9
Potência absorvida (cv)	17,08	23,05	37,87	16,15	22,2	38,64
Rendimento mecânico (%)	70,5	67,5	80	70	69,5	71
Rendimento hidráulico (%)	91,963	91,648	91,963	91,476	91,476	91,476

Conforme visto na Tabela 4, os equipamentos dos dois fabricantes ficam bem próximos um ao outro nas relações de potência e rendimento, visto que em longos períodos de operação dos equipamentos é possível ter uma diferença de valor financeiro razoável. As bombas que atingem a AMT especificada possuem um rendimento maior que as utilizadas em ligação em série, isto em um grande período pode proporcionar uma economia financeira com o consumo de eletricidade, porém como em sistemas onde a AMT varia conforme o desenvolvimento da máquina, que é o caso estudado, é possível trabalhar com bombas de menor AMT no início, e com a necessidade de AMT maior é possível acoplar mais bombas por uma interligação em série, assim obtendo AMT exigida e mantendo a vazão necessária para funcionamento determinados pelo projeto.

3.5. Cavitação

Como um dos pontos mais importantes, a análise sobre cavitação requer atenção para evitar possíveis problemas futuros originados por este fenômeno, como visto para que se tenha um fator de segurança em torno do valor é necessário adicionar 1,5 m.c.a ao valor requerido pelo equipamento, na Tabela 3 é possível verificar o NPSH requerido de cada equipamento e conforme a Eq. 14 é possível verificar o NPSH disponível no sistema, este valor varia muito dependendo do local em que será instalado, bem como a temperatura do fluido que será bombeado, para a realização deste cálculo considerou-se altitude de 300 metros e temperatura do fluido em 30 °C, a bomba irá operar com sucção afogada obtendo um valor de NPSHd de 8,865 m.c.a.

Figura 4. Comparações dos parâmetros finais da bomba. a) rendimento, b) NPSHr. (Primária, 2019).



Analisando a Figura 4.a, percebe-se que as bombas que obtiveram o maior rendimento foram a 100 (m.c.a) – KSB e a 235 (m.c.a) – Schneider. Estas duas bombas chegam a valores próximos de 62% de rendimento total.

Considerando que os valores de NPSHr fornecido pela fabricante KSB de todas as bombas (100, 135, 235) é de 2,7 m.c.a, que somado a 1,5 resulta em 4,2 m.c.a., nenhuma das bombas irá cavitare. Semelhante a isto, a bomba da Schneider (235) obtém NPSHr de 2,0 m.c.a. que resulta em 3,5 somado a 1,5 m.c.a. Como o valor de NPSHd obtido foi de 8,865

m.c.a em ambas as situações o valor se mantem acima das curvas do fabricante (Figura 4.b) o que permite escolher quaisquer uma das bombas, as bombas de 100 e 135 m.c.a da fabricante Schneider não foram analisadas já que não permitem sua instalação em série.

Sabendo disto, foi optado por escolher as bombas com vazões de 100 e 135 (m.c.a) – KSB pelos seguintes fatores, por ela obter um bom rendimento total e pelo fato de elas conseguirem fazer ligações em série. Este segundo motivo é importante para operação devido ao equipamento de perfuração de túneis ir avançando periodicamente e assim aumentando a AMT, sendo possível ter um custo menor com consumo de energia no início do projeto e evitar que haja excesso de pressão na entrada do equipamento de perfuração de túneis, outro ponto importante do segundo motivo citado é que em possíveis paralisações para realização de manutenções preventivas, o mesmo permite trocar apenas uma bomba que tem um valor de investimento financeiro menor, visto que em todos os sistemas é necessário ter uma bomba reserva, se torna mais econômico manter uma bomba de 100 m.c.a em regime de reserva para eventual necessidade ao invés de uma de 235 m.c.a.

4. CONCLUSÕES

Este trabalho permitiu calcular e dimensionar a instalação de bombas centrífuga em máquinas de perfuração. Os cálculos demonstraram-se pertinentes para otimização do processo e foi possível analisar diferentes modelos de operação em diferentes ligações (série e paralelo) para refrigerar as ferramentas de corte da máquina.

Foi escolhida as bombas 100 e 135 (m.c.a) – KSB para trabalharem simultaneamente em série, o que permite realizar manutenções em um dos equipamentos com a máquina em operação. Este trabalho permite auxiliar outros dimensionamentos em máquinas semelhantes ou em processos industriais em inúmeras áreas.

5. REFERÊNCIAS

- Adamkowski, A., Henke, A., Lewandowski, M., 2016. “Resonance of torsional vibrations of centrifugal pump shafts due to cavitation erosion of pump impellers”. In *Engineering Failure Analysis*, Vol. 70, p. 56-72.
- Capurso, T., Bergamini, L., Torresi, M., 2019. “Design and CFD performance analysis of a novel impeller for double suction centrifugal pumps”. In *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 341, p. 155-166.
- Cucit, V., Burlon, F., Fenu, G., Furlanetto, R., Pellegrino, F.a., Simonato, M., 2018. “A control system for preventing cavitation of centrifugal pumps”. In *73rd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association*. Pisa, Italia.
- Inmetro, 2013. “Informação ao consumidor”. 17 Mar. 2019 <<http://inmetro.gov.br/consumidor/pbe/motoresTri.pdf>>.
- Ksb Bombas, 2019. “Software de instalação”. 17 Abr. 2019 <<http://www.ksb.com.br/pumpsel/logon.php>>.
- Liu, M., Tan, L., Cao, S., 2019. “Theoretical model of energy performance prediction and BEP determination for centrifugal pump as turbine”. In *Energy*, Vol. 172, p. 712-732.
- Mousmoulis, G., Karlsen-Davies, N., Aggidis, G., Anagnostopoulos, I., Papantonis, D., 2019. “Experimental analysis of cavitation in a centrifugal pump using acoustic emission, vibration measurements and flow visualization”. In *European Journal of Mechanics/B Fluids*, Vol. 75, p. 300-311.
- Schäfer, T., Neumann, M., Bieberle, A., Hampel, U., 2017. “Experimental investigations on a common centrifugal pump operating under gas entrainment conditions”. In *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 316, p.01-08.
- Schneider, 2019. “Tabela de seleção de moto bombas”. 17 Abr. 2019. <<http://www.schneider.ind.br/media/205160/tabela-de-selecao-schneider-motobombas-2017.pdf>>.
- Shah, S.R., Jain, S.V., Patel, R.N., Lakhera, V.J., 2013. “CFD for centrifugal pumps: a review of the state-of-the-art”. In *Procedia Engineering*, Vol. 51, p. 715-720.
- Shen, Z., Chu, W., Li, X., Dong, W., 2019. “Sediment erosion in the impeller of a double-suction centrifugal pump—A case study of the Jingtai Yellow River Irrigation Project”. In *Wear*. Xi’an, China.
- Steelmast, 2019. “O que fazemos – Escavação de tuneis”. 15 Abr. 2019. <<https://www.steelmast.com.br/o-que-fazemos/escavacao-de-tuneis-tbm/>>.
- Stefanizzi, M., Torresi, M., Fortunato, B., Camporeale, S.M., 2017. “Experimental investigation and performance prediction modeling of a single stage centrifugal pump operating as turbine”. In *Energy Procedia*, Vol. 126, p. 589-596.
- Tupy, 2019. “Catálogo de produtos – conexões”. 15 Abr. 2019. <<https://tupy.collabo.com.br/pt/catalog/>>.

6. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.