



UNIVERSIDADE POLITÉCNICA A POLITÉCNICA
INSTITUTO SUPERIOR POLITÉCNICO E UNIVERSITÁRIO DE NACALA
ISPUNA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

**BAIXA PRESSÃO DE ÁGUA INDUSTRIAL NO VIRADOR DE VAGÕES DURANTE A
DESCARGA DE CARVÃO NA EMPRESA CLN, NO PERÍODO DE 2018 A 2022.**

Rodrigo Nualane

Nacala-Porto
2023

Rodrigo Nualane

**BAIXA PRESSÃO DE ÁGUA INDUSTRIAL NO VIRADOR DE VAGÕES DURANTE A
DESCARGA DE CARVÃO NA EMPRESA CLN, NO PERÍODO DE 2018 A 2022.**

Monografia submetido a Universidade Politécnica de
Nacala (ISPUNA), como requisito para a obtenção do grau
de licenciatura em Engenharia Mecânica.

Tutor:
Eng. Helio Chiulele

Nacala - Porto

2023

FOLHA DE APROVAÇÃO

BAIXA PRESSÃO DE ÁGUA INDUSTRIAL NO VIRADOR DE VAGÕES DURANTE A DESCARGA DE CARVÃO NA EMPRESA CLN, NO PERÍODO DE 2018 A 2022.

MONOGRAFIA A SER APRESENTADA À UNIVERSIDADE POLITÉCNICA, ESCOLA SUPERIOR DE ESTUDOS UNIVERSITÁRIOS (ESEUNA), NA OBTENÇÃO DO GRAU DE LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECANICA, TENDO SIDO ATRIBUÍDA A NOTA FINAL (_____), _____ VALORES.

APROVADO EM ____/____/2023

Os Júris

Presidente da Mesa

Oponente

Supervisor

AGRADECIMENTOS

A Deus, por minha vida, e por me ajudar a ultrapassar todos os obstáculos encontrados ao longo do curso.

Aos meus pais, minha esposa, minhas filhas, meus irmãos meus colegas de serviço, que me incentivaram a fazer curso nos momentos difíceis e compreender a minha ausência enquanto me dedicava a realização deste trabalho.

Aos professores, pelas correções e ensinamentos que me permitiram apresentar um melhor desempenho no meu processo de formação.

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, irmãos, minha Esposa Teresa Escova, minhas filhas e toda minha família que, com muito carinho e apoio, não mediram esforços para que eu chegasse até esta etapa da minha vida.

Aos meus amigos e colegas, pelo incentivo e pelo apoio constante.

A minha família por sua capacidade de acreditar em mim. Mãe e Esposa, vossos cuidados e dedicação foi que deram, em algum momento a esperança para seguir. Pai sua presença significou segurança e certeza de que não estou sozinho nessa caminhada.

A Teresa, pessoa com quem amo partilhar a vida. Obrigado pelo carinho, a paciência e por sua capacidade de me trazer paz na correria de cada semestre.

Aos meus amigos, pelas alegrias, tristezas e dores compartilhadas. Com vocês, as pausas entre um parágrafo e outro de produção melhora tudo o que tenho produzido na vida.

LISTA DE SÍMBOLOS

CLN	Corredor Logístico Integrado Nacala
D	Diâmetro
EB	Estação de Bombeamento
ETAI	Estação de tratamento de águas industriais
G	Gravidade
Hm	Altura manométrica no bombeamento
hf	Perda de carga total na tubulação
kW	Kilowatts
mca	Metro coluna de água
NPSH	Net Positive Suction Head
η	Eficiência da bomba
p	Pressão do líquido
Q	Vazão volumétrica (m ³ /s)
rpm	Rotações por minuto
Re	Número de Reynolds
v	Velocidade (m/s)
γ	Peso específico do líquido (N/m ³)

RESUMO

Um sistema de abastecimento consiste na captação e distribuição de água para uma determinada finalidade, essa captação é feita por bombeamento vencendo desníveis até o local de distribuição. Para tanto, a escolha correta do conjunto motor bomba é que oferece ao sistema a eficiência requerida bem como possível ganho econômico de acordo com a utilização correta dos dados coletados em campo. Alterações do percurso de bombeamento de água, ou seja, criação de ramificações provoca deficiência no fornecimento da água causando problemas nos ativos e no processo industrial. O presente trabalho aborda conceitos de redimensionamento de um sistema que se encontra em funcionamento, a fim de aumentar a pressão no fornecimento de água ao sistema de aspersão do virador de vagões. O conjunto Motor-bomba existente na estação ETAI principal que opera com certa dificuldade e precariedade, não sendo possível o abastecimento. Existem diversas variáveis que podem influenciar na escolha correta do tipo de bomba a ser implantado, as razões técnicas muitas vezes acabam sendo submissas as razões econômicas. Dessa forma, foi possível concluir através dos cálculos feitos do redimensionamento que será necessário apenas a substituição da bomba existente por outra com maior capacidade de rotação e potência.

Palavras-chave: Redimensionamento, Sistema de aspersão, Virador de Vagões e Pressão.

ABSTRACT

A supply system consists of capturing and distributing water for a given purpose, this capture is done by pumping overcoming uneven to the distribution site. For this, the correct choice of the pump motor assembly is that it offers the system the required efficiency as well as possible economic gain according to the correct use of the data collected in the field. Changes in the water pumping path, i.e. the creation of branches causes a deficiency in the water supply causing problems in the assets and in the industrial process. The present work discusses concepts of resizing a system that is in operation, in order to increase the pressure in the water supply to the vagturn perperator system. The motor pump set in the main ETAI station that operates with some difficulty and precariousness, and it is not possible to supply. There are several variables that can influence the correct choice of the type of pump to be implanted, technical reasons often end up being submissive economic reasons. Thus, it was possible to conclude through the calculations made of the resizing that it will only be necessary to replace the existing pump with another with greater rotation capacity and power.

Keywords: Resizing, Scaling System, Wagon Dumper and Pressure.

ÍNDICE

FOLHA DE APROVAÇÃO.....	i
AGRADECIMENTOS	ii
DEDICATÓRIA	iii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	iv
RESUMO.....	v
ABSTRACT	vi
CAPITULO I: INTRODUÇÃO	1
1.1. Contextualização	1
1.2. Delimitação do tema.....	2
1.3. Formulação de problema.....	2
1.4. Hipóteses	3
1.4.1. Hipótese 1:	3
1.4.2. Hipótese 2:	3
1.4.3. Hipótese 3:	3
1.4.4. Quadro de hipóteses	3
1.5. Justificativa.....	5
1.6. Objetivos	6
1.7. Estrutura do trabalho	7
CAPITULO II: REVISÃO DE LITERATURAS	9
2.1. Conceitos básicos	9
2.1.1. Sistemas de unidades	9
2.1.2. Conceitos básicos e propriedades da água.....	10
2.2. Noções de hidrodinâmica e mecânica dos fluidos	12
2.3. Sistema de distribuição de água.....	14
2.4. Bombas e válvulas.....	14
2.5. Escoamentos em tubulações.....	16
2.5.1. Regime laminar.....	16
2.6. Perdas de carga.....	17
2.6.1. Perdas lineares	17

2.7. Associação de bombas	18
2.7.1. Associação em série	18
2.7.2. Associação em paralelo	19
2.8. Efeito da cavitação em bombas	20
2.8.1. Dimensionamento de um conjunto motor – bomba.....	21
2.8.2. Vazão do sistema	22
2.8.3. Perfil do sistema e peças utilizadas.....	23
2.8.4. Altura geométrica e perda de carga	24
2.8.5. Altura manométrica	28
2.8.6. Potência instalada e escolha do conjunto motobomba.....	29
2.9. Sistema de bombeamento.....	30
2.9.1. Curva do sistema	31
2.9.2. Curva da bomba.....	31
2.9.3. Curva de rendimento da bomba.....	33
2.9.4. Ponto de operação do sistema.....	34
CAPÍTULO III: METODOLOGIA.....	35
CAPITULO IV: MEMORIAL DESCRITIVO E JUSTIFICATIVO	36
4.1. Descrição da unidade fabril.....	36
4.2. Descrição da planta de estação de tratamento de águas industriais (ETAI).....	38
4.2. Cálculo de vazão e pressão do sistema actual	40
4.2.1. Consumo atual nas torres de transferências.....	41
4.2.2. Consumo atual no virador.....	42
CAPITULO V: APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS.....	44
5.1. Resultados	44
5.1.1. Cálculo de caudal necessário nas linhas usuárias das Bombas 09 e 10.....	45
5.1.1.1. Bases dos chutes	45
5.1.1.2. Virador de vagões	46
5.1.1.3. Pier	46
5.1.2. Cálculo de perdas de carga	47
5.1.3. Cálculo de perda de carga na sucção (diâmetro 250mm)	48
5.1.4. Cálculo de perda de carga no recalque	49
5.1.4.1. Fornecimento aos chutes.....	49

5.1.4.2. Fornecimento para virador	50
5.1.4.2. Fornecimento para o pier 110mm	51
5.1.5. Altura manométrica da instalação	53
CAPITULO VI: ESTIMATIVA DE CUSTO DE IMPLEMENTAÇÃO DO PROJECTO	55
CAPITULO VII: RECOMENDAÇÕES E CONCLUSÕES	56
7.1. Recomendações	56
7.2. Conclusões	56
CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES	58
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59
ANEXOS	60
Anexo 1- Cataloga da Bomba Etanorm 065-050-315	60
Anexo 2 – Planta ETAI	66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Bomba centrífuga e tipos de rotor: a) aberto, b) semifechado, c) fechado.....	15
Figura 2: Bombas em série	18
Figura 3: Curva do sistema em série.....	19
Figura 4: Bombas em paralelo	19
Figura 5: Curva do sistema em paralelo	20
Figura 6: Dimensionamento sistema de bombeamento	22
Figura 7: Perfil afogado e livre	24
Figura 8: Fluxograma Darcy.....	25
Figura 9: Diagrama de Moody.....	26
Figura 10; Região de validade para equação de Hazen-Williams	27
Figura 11: Alturas manométricas e geométricas.....	29
Figura 12: Curva do sistema Dinâmica x Estática	31
Figura 13: Curva da bomba.....	32
Figura 14: Curva da bomba KSB.....	33
Figura 15: Gráfico do rendimento de uma bomba	33
Figura 16: Curva de ponto de trabalho	34
Figura 17: Layout da unidade fabril - Porto da CLN.....	38
Figura 18: Planta ETAI.....	39
Figura 19: Tabela de perda de carga	42
Figura 20: Tabela de perda localizadas de cargas.....	48
Figura 21: Especificação de curva característica	54

ÍNDICE DE TABELA

Tabela 1: Grandezas e Unidades medidas	9
Tabela 2: Variação do número de Reynolds com o diâmetro	12
Tabela 3: Dados da bomba instalada	40
Tabela 4: Comprimentos equivalentes das conexões.....	49
Tabela 5: Comprimentos equivalentes das conexões.....	50
Tabela 6: Comprimentos equivalentes das conexões.....	51
Tabela 7: Comprimentos equivalentes das conexões.....	51
Tabela 8: Comprimentos equivalentes das conexões.....	52
Tabela 9: Perda de carga	52
Tabela 10: Custo de implementação do projecto	55
Tabela 11: Comparação dos sistemas Antigo X Proposto	57
Tabela 12: Cronograma de actividades.....	58

CAPITULO I: INTRODUÇÃO

1.1. Contextualização

O manuseio, transporte e armazenamento de materiais a granel têm sido causa de crescentes problemas sociais e ambientais, para indústrias e comunidades, devido à geração de poeira oriunda dessa atividade. É considerado poeira aquele particulado fino que possui maior propensão a ser transportado pelo ar por longas distâncias.

A formação e emissão de poeira dependem do tipo de manuseio de material, da distribuição de tamanho de partículas geradas e das propriedades do material. (ANGCHAI, HASTIE, & WYPYCH, 2013, p128).

A perda de material na forma de poeira é agravada à medida que as quantidades de materiais extraídos, processados e manuseados aumentam. Dentre os problemas associados à emissão de poeira, destacam-se (FREW, 2013, p38): **Perda de material valioso; Aumento das emissões de poeira no local de trabalho; Aumento dos custos diretos para a indústria (monitoramento, controle, manutenção mais frequentes, falha prematura de componentes, interrupção de processo e deterioração da qualidade do ar ambiente e da saúde humana para trabalhadores e comunidades próximas.**

Embora que o sistema de aspersão desempenhe um papel fundamental para a sociedade, reconhece-se que, devido às mudanças nos valores sociais e ao aumento da competição pelo uso da água, a quantidade de água disponível para os sistemas de aspersão terá seu uso controlado, assim surge o estudo para garantir que também o uso de água do sistema de aspersão seja racional. Contudo o presente projecto de investigação trará a proposta para o melhoramento e optimização do sistema de aspersão actual encontrado na unidade fabril em estudo.

O estudo será realizado na planta de estação de tratamento de agua residuais do corredor logístico, os dados para elaboração do trabalho serão coletados em forma visitas de modo a obter os dados técnicos de cada componente existente na planta.

1.2. Delimitação do tema

Baixa pressão de água industrial no virador de vagões durante a descarga de carvão na empresa CLN, no período de 2018 a 2022.

1.3. Formulação de problema

Em quaisquer setores da economia que uma empresa atue tornou-se fundamental utilizar os avanços tecnológicos a fim de reduzir os custos do processo industrial. Dessa maneira, é possível tornar a empresa mais competitiva e mais rentável.

A empresa tem usado nos sistemas de aspersão as bombas centrífugas para a realização do processo, no decorrer do processo notou-se paradas instantâneas do fornecimento de aspersão devido a baixa pressão, faz com que o operador insista de forma local a partida das bombas para continuar o abastecimento de água para o sistema de aspersão e isto começou causando quebras de conjuntos e componentes da linha de abastecimento, causando paradas de manutenção por corretiva. Com a elevada demanda na linha de abastecimento para o pier, virador de vagões, e aspersão para os chutes de transferência. as bombas 09/10 mostraram-se ineficazes, resultando disso em quebras constantes de veios, aquecimento da bomba e tubagem, e rebentamento de rolamentos.

O presente projeto pretende propor soluções de dimensionamento para sistema de abastecimento de água industrial, de modo a garantir o funcionamento contínua do sistema de aspersão que é fundamental para o processo, daí surge a seguinte questão naquilo que concerne a diretriz viável para o melhoramento do processo de abastecimento de água no sistema de aspersão do Virador de vagões, **Será que o redimensionamento do sistema de abastecimento de água irá melhorar a pressão sistema de aspersão no virador de vagões garantindo o bom funcionamento contínuo?**

1.4. Hipóteses

1.4.1. Hipótese 1:

Baixo rendimento das bombas que abastecem sistema de aspersão no virador de vagões tem relação significativa com a falta da capacidade de conjunto de aspersão durante a descarga de carvão;

1.4.2. Hipótese 2:

Baixo rendimento das bombas que abastecem sistema de aspersão no virador de vagões tem relação significativa com o aumento da demanda no ramal que abastece água no sistema de aspersão no virador de vagões.

1.4.3. Hipótese 3:

Baixo rendimento das bombas que abastecem sistema de aspersão no virador de vagões tem relação significativa com qualidade e a condição existente das tubulações do sistema de aspersão.

1.4.4. Quadro de hipóteses

Figura 1: Tabela de hipóteses

Hipóteses	Variável dependente	Variável independente
Baixo rendimento das bombas que abastecem sistema de aspersão no virador de vagões tem relação significativa com a falta da capacidade de conjunto	Baixa pressão do fluido o sistema de aspersão do virador de vagões	Redimensionamento do sistema de

de aspersão durante a descarga de carvão;		bombeamento de água industrial.
Baixo rendimento das bombas que abastecem sistema de aspersão no virador de vagões tem relação significativa com o aumento da demanda no ramal que abastece água no sistema de aspersão no virador de vagões.	Baixa pressão do fluido o sistema de aspersão do virador de vagões	Instalação e dimensionamento de outra planta de aspersão de modo a contribuir com a planta já existente
Baixo rendimento das bombas que abastecem sistema de aspersão no virador de vagões tem relação significativa com qualidade e a condição existente das tubulações do sistema de aspersão	Baixa pressão do fluido o sistema de aspersão do virador de vagões	Substituição das tubulação que garantem melhor escoamento

Fonte: Próprio autor

1.5. Justificativa

O estímulo para realização do presente estudo busca entender e reunir de forma direta, as intervenções que possam melhorar de maneira significativa as atividades de descarga de carvão no porto da CLN. O processo de aspersão no virador de vagões tem a sua grande importância ambiental tanto como na gestão de qualidade da matéria-prima, com isto, a falha ou baixa pressão do sistema de aspersão compromete aquilo que são os valores ambientais e a qualidade da matéria de forma significativa em termos de processo, uma falha de baixa pressão no virador de vagão causa uma paragem na descarga e isto faz com que a empresa tenha um custo operacional e de manutenção alto. Com o redimensionamento das bombas centrífugas de aspersão para fins acadêmicos, este estudo contempla um trabalho prático de redimensionamento que pode ser utilizado como proposta para o melhoramento do processo de aspersão especialmente no virador de vagões que detém de forma maioritária a emissão de poeira para os trabalhadores e a comunidade nas proximidades. O estudo no âmbito científico mostrara um proposta de resolução de uma necessidade encontrada em uma unidade fabril de logística mineral e estudo específico sobre as bombas ETROM. No âmbito social, o estudo fara entender a importância do sistema de aspersão devido a problemas de saúde que possa causar na sua ausência desse sistema. No âmbito do governo o estudo tem uma pequena relevância que é a garantia da integridade da saúde da comunidade local existente próximo ao corredor logístico de Nacala.

1.6. Objetivos

Geral

- Estudar a baixa pressão de água industrial no virador de vagões durante a descarga de carvão na empresa CLN

Específicos

- Identificar e descrever os méritos e deméritos das bombas centrifugas;
- Apontar em forma de cálculo o sistema de aspersão actual;
- Redimensionar e propor novo sistema de aspersão para atender a baixa pressão no virador de vagões.

1.7. Estrutura do trabalho

O estudo em questão será fracionado em sete capítulos, os quais seguem as normas para a produção de trabalhos científicos na área de Engenharia no Instituto superior politécnico e universitário de Nacala, procedendo determinada estrutura apresentada a seguir:

Capítulo 1 – Introdução

Apresenta-se a contextualização, formulação do problema, a justificativa para a realização do trabalho e seus objetivos gerais e específicos, além da estrutura do projecto.

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica

Trata-se da fundamentação teórica dos conceitos e teorias a respeito do processo de bombeamento de água, suas variáveis e a teoria envolvida no estudo da associação de bombas em sistemas de bombeamento.

Capítulo 3 – Metodologia

Adota-se a metodologia requerida no tipo de pesquisa envolvida no estudo expondo-se descrição dos instrumentos e fontes escolhidas para a coleta de dados e suas ferramentas, as quais são imprescindíveis para a obtenção dos resultados.

Capítulo 4 – Memorial descritivo e justificativo

Apresenta-se de forma específica a descrição da unidade fabril e a planta em estudo, os dados recolhidos e obtidos através de visita nas instalações em estudo, realçar que neste capítulo os dados são mostrados em forma de cálculo a situação actual do sistema.

Capítulo 5 – Apresentação dos resultados

Após o tratamento dos dados obtido, neste capítulo é apresentado resultados como solução para a necessidade encontrada no estudo.

Capítulo 6 – Estimativa de custo

Neste capítulo foi realizado a estimativa de custo para implementação do projecto.

Capítulo 7 – Recomendações e conclusões

Neste capítulo é apresentado as recomendações para o bom funcionamento do sistema de aspersão bem como a conclusão do projecto.

CAPITULO II: REVISÃO DE LITERATURAS

O objetivo deste capítulo é apresentar de forma geral a teoria envolvida no uso eficiente de sistemas de bombeamento. Considerando os principais componentes neste tipo de sistema e, conduzindo-se de forma analítica e teórica, buscando o conhecimento necessário para a obtenção da melhor forma de redimensionar otimizando ao máximo o consumo de energia elétrica. Desta forma, serão abordados, os conceitos básicos, uma revisão sobre sistemas de bombeamento, os tipos de bombas e componentes aplicáveis que influenciam na implementação da instalação.

2.1. Conceitos básicos

2.1.1. Sistemas de unidades

Para a percepção do projecto serão definidas as unidades fundamentais. Serão utilizadas as unidades mais comuns na prática da engenharia voltada para o abastecimento de água, as quais estão descritas abaixo na Tabela 1:

Tabela 1: Grandezas e Unidades medidas

GRANDEZA	SÍM-BOLO	UNIDADE	UNIDADES PRÁTICAS
MASSA ESPECÍFICA	ρ	kg/m^3	[-]
PESO ESPECÍFICO	γ	N/m^3	kgf/m^3
PRESSÃO	p	N/m^2 (Pascal) – Pa)	kgf/cm^2
VAZÃO (VOLUMÉTRICA)	Q	m^3/s	$l/s, m^3/h$

VISCOSIDADE DINÂMICA	μ	$N * s/m^2$ (ou $Pa * s$)	cP (centipoise)
VISCOSIDADE CINEMÁTICA	ν	m^2/s	cSt (centistoke)
ENERGIA (TRABALHO)	W	J (Joule) ($N * m$)	kWh, MWh
POTÊNCIA	P	$Watt$ (J/s)	Hp e Cv
FREQUÊNCIA	F	Hz (Hertz)	rpm
CARGA HIDRÁULICA	H	$m.c.a.$	m

Fonte: (GOZANGA, 2012, p. 156)

2.1.2. Conceitos básicos e propriedades da água

- **Massa Específica**

É a relação entre a massa de um corpo e seu volume. Normalmente caracterizada pela letra grega ρ . É dada pela fórmula:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (2.1)$$

- **Peso Específico**

É a relação entre o peso de um corpo (w) e o volume por ele ocupado. Caracterizada pela letra grega γ . É expresso como abaixo:

$$\gamma = \frac{w}{v} \quad (2.2)$$

No caso dos líquidos, a variação da massa específica com a temperatura e a pressão é pequena de acordo com (ELETROBRÁS/PROCEL, 2009, p. 34), podendo ser considerada constante a mesma observação vale para o peso específico, pois é evidente sua relação com a massa específica:

$$\gamma = \rho \cdot G \quad (2.3)$$

- **Densidade**

Para (ELETROBRÁS/PROCEL, 2009, p. 34), densidade é a relação entre massa específica de uma substância e a massa específica de outra que foi adotada como referência em condições padrão.

- **Número De Reynolds**

Trata-se de um número adimensional que representa o tipo de movimento de um fluido: laminar, ou seja, linhas de fluxo paralelas ao escoamento, ou então turbulento, que é o movimento caótico das moléculas. É calculado em função da velocidade do escoamento, do diâmetro interno da tubulação e do coeficiente de viscosidade cinemática do fluido (ν):

$$Re = \frac{v \cdot \varphi}{\nu} \quad (2.4)$$

Onde “Re” é o número de Reynolds, v é a velocidade média do escoamento e φ o diâmetro da tubulação por onde o escoamento se dá. Segundo (ELETROBRÁS/PROCEL, 2009, p. 34) o escoamento é considerado turbulento quando esse número é superior a 4000 e laminar quando ele é inferior a 2000, tendo uma zona de transição entre esses dois limites. Os valores do número de Reynolds para diversos diâmetros comerciais estão mostrados na Tabela 2.

Tabela 2: Variação do número de Reynolds com o diâmetro

DIÂMETRO (mm)	NÚMERO DE REYNOLDS
100	100.000
150	150.000
200	200.000
250	250.000
300	300.000
400	400.000
500	500.000
600	600.000
800	800.000
1000	1.000.000

Fonte: (ELETROBRÁS/PROCEL, 2009, p. 35)

- **Pressão**

A aplicação de forças em um fluido só é possível através da superfície, contrariamente aos sólidos, os quais se pode considerar a ação pontual de uma força qualquer. Diante disso, é conveniente estudar as forças que atuam nos líquidos a partir do conceito de pressão. Por sua vez, a pressão pode ser entendida como uma força, por unidade de superfície, aplicada perpendicularmente a essa superfície por um fluido com o qual está em contato.

2.2. Noções de hidrodinâmica e mecânica dos fluidos

Em se tratando da hidrodinâmica, deve-se ter conhecimento do contribuinte para tal estudo, o fluido, e o que o diferencia de outros materiais sólidos. Diante de uma análise mais aprofundada, as estruturas moleculares dos materiais sólidos possuem espaços menores que os materiais fluidos, estando sujeitos a forças intermoleculares e coesivas, o que faz com que estes mantenham sua forma, resistindo a deformações, já nos fluidos, esses espaços são muito maiores, permitindo que haja deformações constantes devido a suas fracas ligações moleculares. Ao ser aplicada cargas externas, o fluido sofre deformações contínuas de cisalhamento, obtendo como consequência (MUNSON, 2004, p. 177).

O principal fluido estudado na hidrodinâmica é a molécula composta por dois átomos de hidrogênio e um de oxigênio, ou seja, a água, que por sua vez pode assumir estado sólido e gasoso, além do próprio estado líquido, dependendo das propriedades físico-químicas do local onde se encontra o que faz com que suas moléculas se arranjam passando de um estado ao outro em seus pontos de fusão e vaporização. Todo e qualquer fluido possui densidade, massa específica e peso específico, o que faz com que sejam diferentes entre si. O fator de compressibilidade é o que oferece ao corpo fluido propriedades de redução do seu volume devido a ações de pressão externas, possuindo aplicabilidade da lei de conservação da massa. O fenômeno de compressibilidade é observado na água apenas quando se tem o problema do golpe de aríete em específico, o que o torna célere. Em contrapartida, a elasticidade dá ao fluido a propriedade de expansão do seu volume ao reduzir as pressões externas, esse efeito já era bem comum aos gases (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 69)

A palavra hidráulica é derivada do grego, sendo “hidro” água e “aulos” cano, convertendo ao estudo dos fluidos limitados a um recipiente ou mesmo a uma tubulação. Sendo assim, temos sua aplicação para diversos fins, desde maquinários, a prensas e a indústria propriamente dita. A esse fluido quando aplicada uma força externa o que promove escoamento, nota-se certo movimento de suas partículas resultando em atrito entre elas ou simplesmente viscosidade, que torna responsável pela sua resistência a deformações. Um líquido é tido como perfeito quando sua densidade se torna constante e possui estado isotrópico de tensões, ou seja, não existe na prática, porém, para fins didáticos a água assume tal característica devido a casos de aplicabilidade.

2.3. Sistema de distribuição de água

Entende-se por sistema de distribuição todo o mecanismo capaz de captar e promover adução do líquido para determinado serviço. Para conceder tal deslocamento é necessária a utilização de tubulações ou canais que promovam tal distribuição de água para os pontos de consumo, sendo assim, devem-se assegurar princípios de vazão e pressão mínima por toda a extensão abastecida.

2.4. Bombas e válvulas

Todo e qualquer processo que envolva maquinários tem como objetivo aumentar a eficiência destes durante seu tempo ativo de trabalho, obtendo um maior rendimento do conjunto.

As bombas hidráulicas são divididas em dois grandes grupos, as máquinas geratrizes que convertem a energia hidráulica obtida em energia mecânica, através de pás que impelem o líquido para fora, e as máquinas motrizes que transformam o trabalho mecânico em energia hidráulica. As bombas centrífugas encaixam na classificação de bombas cinéticas, sendo fabricadas em diversos modelos.

Bombas de fluxo radial, referem-se às bombas centrífugas propriamente ditas, onde a água adentra o conjunto motor bomba pelo eixo do rotor e sua saída é periférica, adquirindo velocidade graças à movimentação das pás do rotor. São mais utilizadas em situações onde a captação possui grande altura de recalque, de acordo com a pressão gerada, os rotores assumem estrutura aberta ou fechada, com duplo ou múltiplo estágio.

Bombas de fluxo axial, são assim classificadas devido a movimentação da água no mesmo sentido que o rotor, assemelhando-se a uma hélice, o que também lhe dá tal classificação. Esse tipo de bomba possui limitações de trabalho que estão ligadas a elevadas alturas, porém trabalha muito bem com grandes vazões.

Bombas de fluxo misto, como o próprio nome já diz, intercalam princípios das bombas radiais e axiais, seu caminhamento de água é helicoidal, empregados em maior escala para poços profundos, com vários estágios.

As bombas são escolhidas geralmente de acordo com a vazão que se quer ter de trabalho e a altura manométrica a ser vencida, além é claro das potências e eficiência. A escolha do tipo de bomba é essencial para se ter uma maior eficiência global do sistema, existem quatro tipos de classe de bombas: as centrífugas, rotativas, de êmbolo e de poço profundo (AZEVEDO NETTO, 1998, p.73).

As bombas centrífugas (Fig. 01) se classificam de acordo com o tipo de movimentação do líquido (sucção simples ou dupla), admissão do líquido (radial, diagonal ou helicoidal), número de rotores (um estágio ou múltiplos estágios), pelo tipo de rotor (fechado, aberto, semifechado), posição do eixo (vertical, horizontal e inclinada) e pressão (baixa, média e alta pressão). O tipo de rotor a ser empregado para promover cinética ao líquido se diferencia quanto ao tipo de água a ser transportado, no caso das águas limpas utiliza-se rotores fechados, já para águas residuais faz-se o uso de rotores abertos. Cada bomba possui uma curva característica, o que permite relacionar dados de vazão e pressão com a potência absorvida, rendimento e até com alturas máximas de sucção.

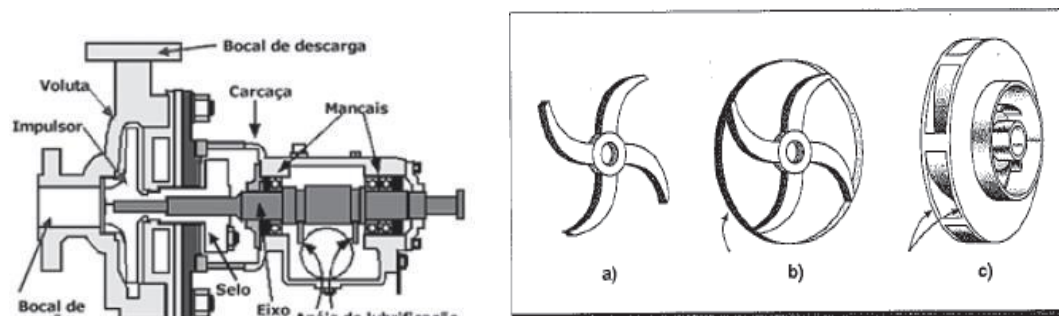


Figura 2: Bomba centrífuga e tipos de rotor: a) aberto, b) semifechado, c) fechado
Autor: (ELETROBRÁS/PROCEL, 2009, p. 45)

As bombas não trabalham sozinhas em um sistema, elas são apenas uma parte que se acopla ao motor, que gera o torque fazendo-a funcionar. Em geral se utilizam motores elétricos de indução trifásica, por trabalharem com acionamento de forma contínua. A potência do

conjunto motobomba é obtida de acordo com seu rendimento, características do líquido escoado e a altura manométrica.

2.5. Escoamentos em tubulações

Na engenharia, mais precisamente da parte da hidráulica, (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 82) afirma que a utilização de tubulações para deslocamento de líquidos é aplicada de forma que se atenda a necessidade de uma determinada vazão, admitindo que para água limpa o líquido escoado ocupe cerca de 75% da seção do tubo, funcionando sempre por gravidade. Com isso, Reynolds concluiu que a melhor forma de representar tal experiência vivenciada seria a criação de uma equação que classificasse o tipo de escoamento (Eq. 01), onde os resultados se prendem a velocidade e viscosidade do líquido.

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

Onde,

v = velocidade do fluido (m/s)

D = diâmetro da canalização (m)

μ = viscosidade dinâmica do fluido (kg/(m·s))

ρ = massa específica do fluido (kg/m³)

$Re > 4\,000$, o movimento se classifica como turbulento.

2.5.1. Regime laminar

Segundo (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 89), para este caso, admite-se que as partículas do líquido possuem velocidades constantes dentro de uma tubulação, exceto aquelas que se encontram próximas a parede da tubulação, pois estas sofrerão retardamento devido a rugosidade do material, assim, conforme há o escoamento do líquido, as partículas em posição central dentro da tubulação assumem movimento acelerado. Por se tratar de um regime laminar, a velocidade se mantém em perfil parabólico com posicionamento em equilíbrio, a energia cinética então se iguala a $2x \frac{v^2}{2g}$.

2.5.2. Regime turbulento

Quando um fluido assume regime turbulento, de acordo com (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 102), isso significa que suas partículas, em um determinado ponto, possuem uma camada laminar que se torna espessa e alcança um ponto crítico com condição de equilíbrio definido, sendo atingido muito mais rápido que no regime laminar, podendo desordenar a trajetória das partículas centrais e as partículas extremas permanecerão então em regime laminar.

2.6. Perdas de carga

Na instalação de todo e qualquer sistema de canalização, é necessário que se preveja as perdas de cargas existentes devido ao atrito interno gerado pelo escoamento do líquido, fator que se relaciona principalmente pela rugosidade (aspereza das paredes da tubulação, variável de acordo com o tipo de material) dos tubos, e pelas perdas ocasionadas por peças especiais e acessórios na instalação de um sistema de distribuição de água. (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 102)

2.6.1. Perdas lineares

As perdas de carga do tipo lineares são ocasionadas devido a movimentação do líquido ao longo de sua extensão, admite-se então como uma perda unitária que se multiplica ao seu comprimento. (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 102)

$$\Delta h_f = j \times L \quad (2.6)$$

Δh_f = variação de perda de carga (m)

j = perda de carga unitária (adimensional) L = comprimento da tubulação (m)

2.6.2. Perdas localizadas

Perdas locais ou acidentais são resultado da introdução de peças especiais na instalação de tubulações, essas perdas são de tamanha relevância se instaladas em sistemas cujo comprimento de tubulação é curto, para tubulações longas se tornam quase que irrelevantes devido as altas perdas lineares. Tal perda de carga também é aplicada quando se tem um alargamento ou redução brusca na seção dos tubos e na entrada ou saída de uma canalização. (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 103)

2.7. Associação de bombas

2.7.1. Associação em série

Ao se tratar de elevadas alturas, a solução na maioria das vezes, está no posicionamento das bombas, colocando-as em série (Fig. 02), logo sua altura de recalque é somada. Este tipo de associação é o mais ideal caso haja uma altura de recalque elevada, é aconselhável também que a associação seja com bombas idênticas, havendo flexibilidade quanto a manutenção e reposição das peças em caso de danificação. (UNESP, 2012, p. 24)

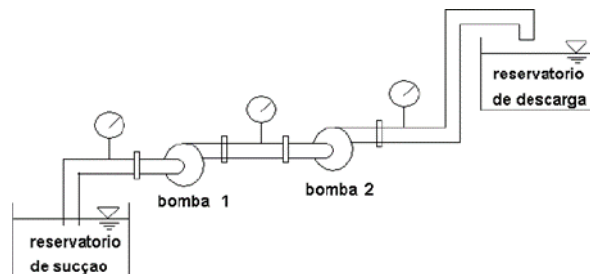


Figura 3: Bombas em série
Fonte: (UNESP, 2012, p. 24)

Para se obter a curva de uma associação em série, deve-se dobrar as ordenadas de altura manométrica mantendo sua vazão (Fig. 03).

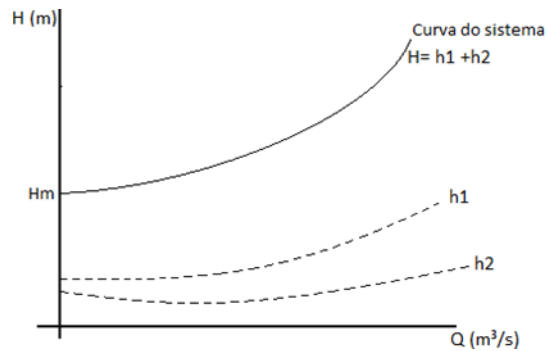


Figura 4: Curva do sistema em série
 Fonte: (UNESP, 2012, p. 24)

2.7.2. Associação em paralelo

Para bombas posicionadas em paralelo (Fig. 04), a sua vazão é somada, logo, seria ideal para sistemas que demandam de elevadas vazões. A utilização de uma associação em paralelo em um sistema de abastecimento, ou qualquer outro fim, é o mais comum, porém não é exclusivo, isso dependerá da vazão solicitada e a necessidade das variáveis locais em que o sistema será empregado. (UNESP, 2012, p. 26)

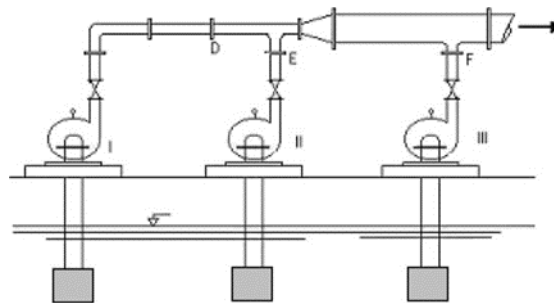


Figura 5: Bombas em paralelo
 Fonte: (UNESP, 2012, p. 26)

Na composição da curva do sistema em paralelo, a altura manométrica permanece a mesma, somando-se as vazões para cada bomba em trabalho (Fig. 05).

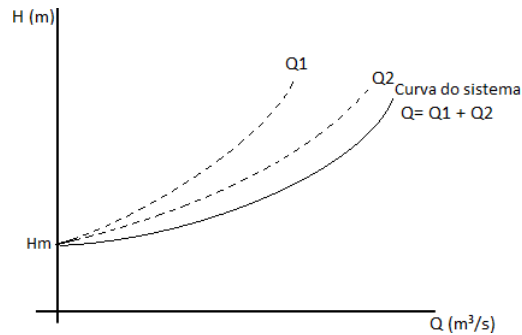


Figura 6: Curva do sistema em paralelo
 Fonte: (UNESP, 2012, p. 27)

As características de associação das bombas podem ser alteradas, dependendo do comportamento da curva característica da bomba e do sistema. Em particularidade, o sistema em paralelo possui vantagem em relação ao sistema em série, caso haja falha no funcionamento de uma das bombas, a funcionalidade geral da distribuição de água não será afetada, permanecendo ininterrupto reduzindo apenas a vazão bombeada.

Para ser empregado o sistema de associação de bombas requer alguns cuidados que devem ser levados em consideração, quando a bomba trabalha isoladamente, fornece maior vazão do que em paralelo, pois por ser composto por mais de uma bomba, estas possuem perdas diferentes no recalque. Sua potência também será alterada, dependendo do fluxo nas bombas, para o caso de bombas que trabalham com fluxo radial, sua potência é superior ao fluxo axial, no caso de fluxo misto, deve ser calculado em particular sua potência. (UNESP, 2012, p. 28)

2.8. Efeito da cavitação em bombas

O efeito de cavitação se refere ao processo em que há formação de bolhas de ar no interior da bomba devido a vaporização, elevada temperatura em contato com o líquido, ou a possível variação de pressão interna. Este efeito se dá também devido ao não posicionamento correto da tubulação de sucção liberando a entrada de ar atmosférico, geralmente quando não se respeita a altura mínima de 50% da sua pressão, sendo essa altura de pressão de

aproximadamente 10,33 mca e 50% correspondente a 5,165 mca. Ao serem levados pela biela da água, esses bolsões de ar implodem contra o rotor, mudando bruscamente do estado gasoso para o estado líquido, fazendo com que haja a criação de orifícios na parte atingida. Quando inúmeras cavidades (bolhas) se chocam contra o rotor, aparecem então corrosões que diminuem o rendimento da sua funcionalidade (MACINTYRE, 1997, p.83).

Para evitar o mecanismo de cavitação é necessário que se faça a determinação das condições de cavitação pelos fatores de altura denominado Net Positive Suction Head (NPSH) disponível e requerido, sendo o disponível uma comparação que deve assumir valor maior que o requerido. Tomando como base para o NPSH disponível a pressão atmosférica absoluta, altura estática de sucção, perda de carga na sucção e pressão de vapor do líquido à temperatura de operação da instalação. O NPSH requerido é fornecido pelo fabricante da bomba, catalogado de acordo com a variação de altura de pressão e a vazão.

2.8.1. Dimensionamento de um conjunto motor – bomba

Segundo (BISPO, 2017, p. 26) um sistema de bombeamento é composto basicamente por: conjunto motobomba, cabeçal de controle, rede de distribuição e emissores. O conjunto motobomba é responsável pela pressurização do sistema, o mais comum para utilização são as do tipo centrífuga, de eixo horizontal, movido a energia elétrica ou motores a diesel. O cabeçal de controle se refere ao sistema de filtragem, com limpeza manual ou automática, medidores de vazão, válvulas de controle de vazão e pressão, etc. A rede de distribuição é composta por tubulações ou canais que promovem a intercepção entre o ponto de captação ao local de fornecimento, podendo possuir ramificações ao longo da distribuição, já os emissores são as derivações até o local a ser irrigado, podendo ser pelo sistema de gotejamento, aspersão, alagamento, entre outros, a fim de se manter vazão e pressão constantes durante período de irrigação.

As estações elevatórias fazem parte do sistema de bombeamento hidráulico, servindo de abrigo para proteger o conjunto motor-bomba. Estas estações são próprias para este fim, se adaptando ao tipo de bombeamento a ser instalado, normalmente são construídas sobre a cota do terreno natural, mas podem sofrer alteração devido ao tipo de captação envolvido.

De início, para ser dimensionado um sistema de bombeamento são requeridos alguns dados

de acordo com a finalidade de trabalho ao qual será empregado, temos então o levantamento sobre a demanda de vazão necessária para abastecer todas as localidades, as condições de trabalho em que o sistema de bombeamento estará sujeito durante período de funcionamento, o perfil do sistema de acordo com os desníveis locais, a altura geométrica das partes de sucção e recalque, os tipos de materiais empregados, peças e acessórios, perdas de carga destes materiais, comprimento das tubulações implantadas, altura manométrica e por fim a potência necessária para colocar o sistema em funcionamento.

Partindo do que foi abordado anteriormente, o fluxograma abaixo (Fig. 06) demonstra todas as etapas para um correto dimensionamento do sistema de bombeamento.

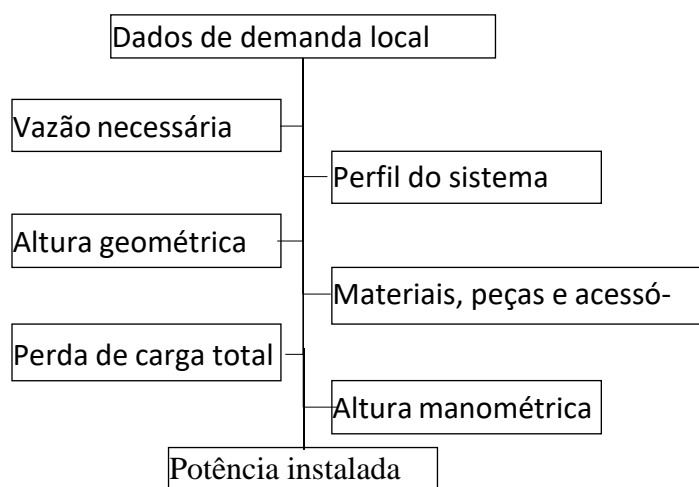


Figura 7: Dimensionamento sistema de bombeamento

Fonte: (BISPO, 2017, p. 34)

2.8.2. Vazão do sistema

Para se ter noção da vazão necessária para abastecimento do empreendimento a ser instalado, deve-se realizar um estudo hidrológico local, bem como a demanda de cada setor para que sejam comparados, resultando em uma vazão que supra as necessidades sem afetar os componentes hídricos. Após levantamento dos dados iniciais, a vazão é calculada pela relação entre volume necessário em um determinado tempo, ou pela velocidade e área a ser abastecida (Eq. 2.7).

$$Q = \frac{v}{t} \text{ ou } Q = v \times A \quad (2.7)$$

Onde:

$Q = \text{vazão (m}^3/\text{s)}$

$V = \text{volume (m}^3\text{)}$

$t = \text{tempo (s)}$

$v = \text{velocidade (m/s)}$

$A = \text{área (m}^2\text{)}$

2.8.3. Perfil do sistema e peças utilizadas

Um sistema de bombeamento pode assumir perfil de trabalho afogado ou livre, de acordo com o nível da água do local de sucção.

Em se tratando do perfil livre, o reservatório de sucção se encontra abaixo da linha do eixo da bomba, possuindo uma altura de sucção que se soma à altura de recalque, resultando na altura manométrica que é utilizada para cálculo da potência da bomba. Já o perfil afogado, o reservatório se encontra acima do eixo da bomba, sua altura então passa a ser subtraída a altura de recalque.

No perfil livre, temos conexões a mais que o perfil de sucção do tipo afogada, algumas peças são diferenciadas de um sistema para o outro, há o acréscimo da válvula de pé e crivo que no perfil livre trabalha para manter a tubulação de sucção sempre escorvada, evitando assim o surgimento de bolhas de ar que promovem o efeito de cavitação no rotor da bomba.

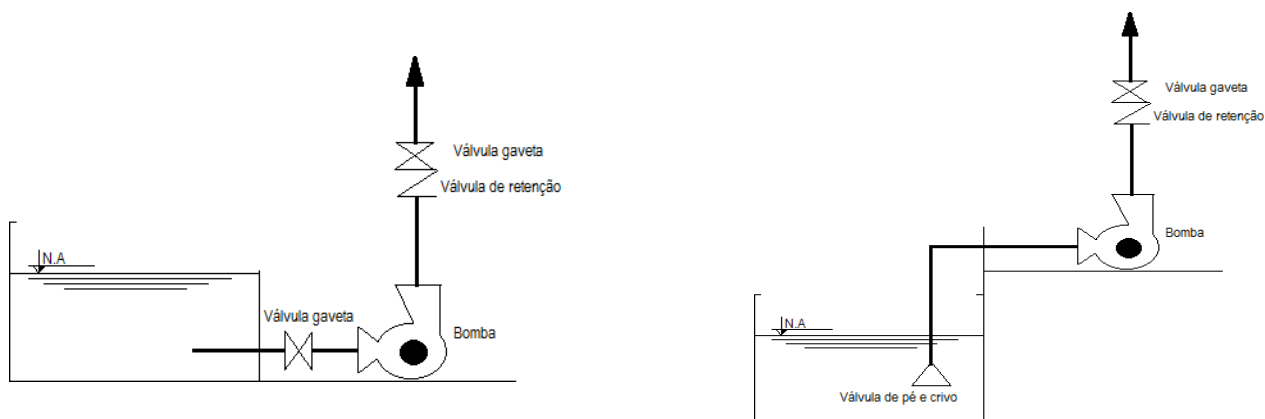


Figura 8: Perfil afogado e livre

Fonte: (ELETROBRÁS/PROCEL, 2009, p. 89)

Além das peças mostradas na ilustração, é de fundamental importância a colocação de válvulas (manômetros e vacuômetros) para aferição da pressão em que o sistema trabalha.

2.8.4. Altura geométrica e perda de carga

A altura geométrica de um bombeamento afogado é a diferença entre a altura de recalque e a altura de sucção, já em um bombeamento livre as alturas serão a somatória das mesmas.

Os valores das perdas de carga podem ser retirados por tabelas direto do livro Manual de Hidráulica de Azevedo Netto, porém, tais tabelas são limitadas em relação aos diâmetros empregados, obrigando a utilização de formulações empíricas, baseadas no tipo de material empregado, diâmetro a ser implantado, rugosidade e as propriedades do líquido escoado. Existem duas principais fórmulas para se obter tais perdas de carga, são a fórmula de Darcy- Weisbach (Universal) e a fórmula de Hazen-Williams.

- Cálculo pela fórmula de Darcy (Fig. 8):

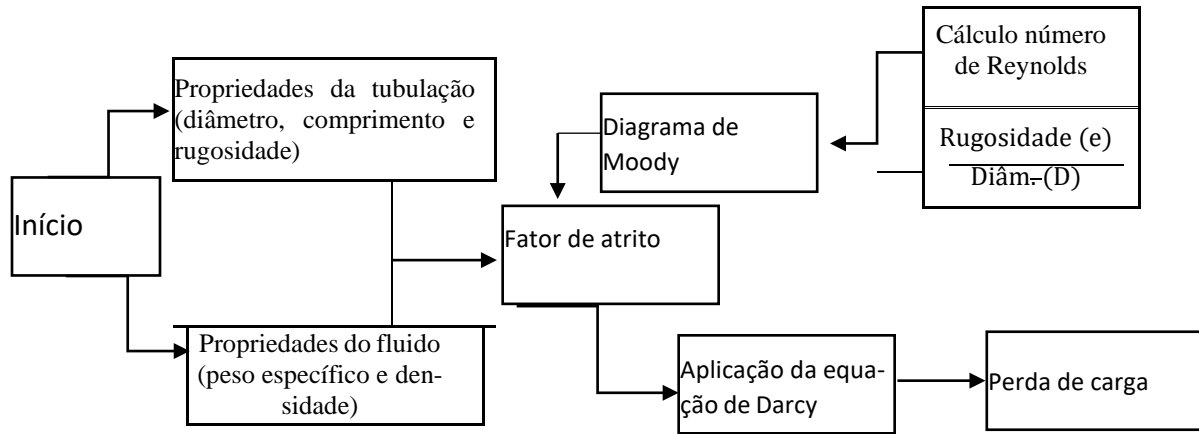


Figura 9: Fluxograma Darcy
 Fonte: (Bispo, 2017, p. 45)

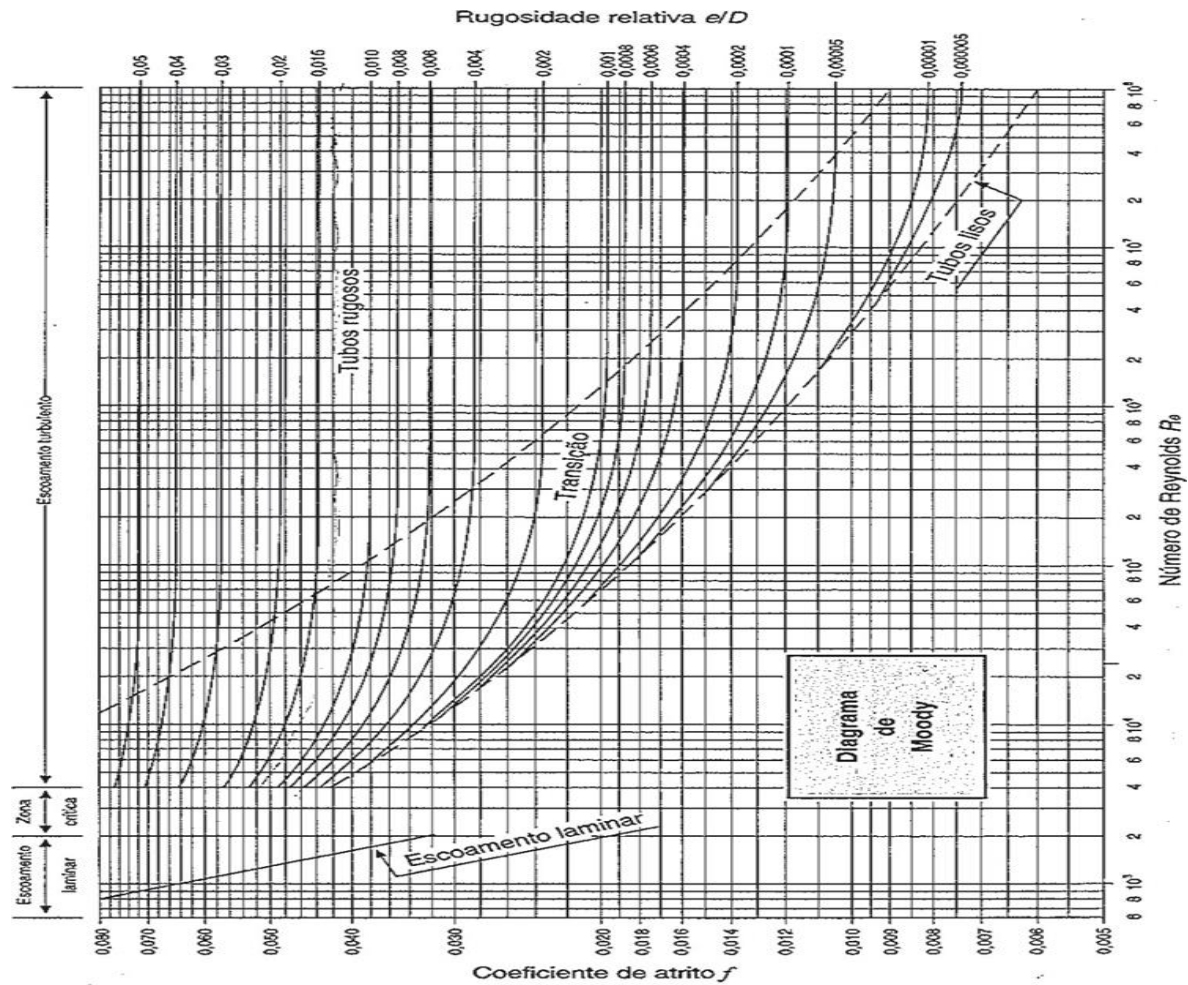


Figura 10: Diagrama de Moody

Fonte: (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 132)

$$h = \frac{f x L x v^2}{D x 2g} \quad (2.8)$$

onde:

f = fator resultante do número de Reynolds

L = Comprimento da tubulação (m)

V = Velocidade (m/s)

D = diâmetro (m)]

g = aceleração gravitacional

ν = Viscosidade cinemática do líquido (m^2/s)

- Cálculo pela fórmula de Hazen- Williams (Eq. 2.9):

$$h = L \frac{10,641 Q^{1,852}}{C^{1,852} D^{4,87}} \quad (2.9)$$

L= comprimento do tubo (m) Q= vazão (m^3/s)

D= diâmetro do tubo (m)

C= coeficiente de perda de carga de acordo com o material empregado (adimensional)

O método de Hazen-Williams é classificado como o mais simplificado, porém, não considera as variações de temperatura e viscosidade do fluido. De acordo com (CHRISTENSEN, 2000, p. 46), essa fórmula possui restrições para determinadas condições (Fig. 10).

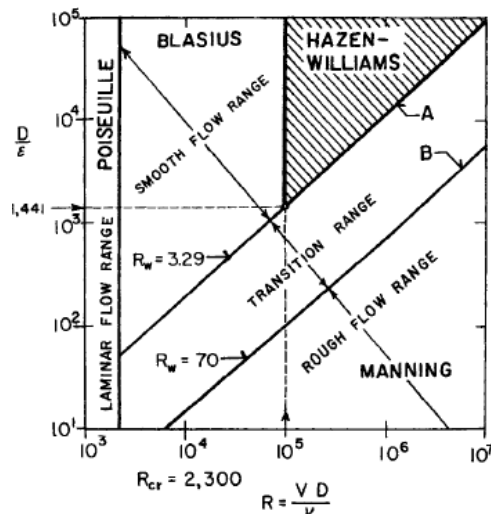


Figura 11: Região de validade para equação de Hazen-Williams

Fonte: (CHRISTENSEN, 2000, p. 56)

Segundo Bombardelli e Garcia (2003), para tubulações com grandes diâmetros é empregue aplicação da fórmula de Hazen-Williams seria o mais indicado, já Diskin (1960) afirma que o dimensionamento por tal equação somente seria ideal quando $C > 100$, caso situe fora desse parâmetro, pode ocorrer de sair regime turbulento não havendo sentido a realizaçãodo seu cálculo.

2.8.5. Altura manométrica

Para cálculo da altura manométrica (Fig 11), leva-se em conta os desníveis geométricos de sucção e recalque, a perda de carga devido escoamento do fluido pela tubulação, perdas de carga localizadas devido as peças e acessórios empregados, perda de carga linear pela tubulação e por fim a necessidade de pressão no final da linha de distribuição(Eq. 2.10).

$$H_{man} = h_s + h_r + h_{ds} + h_{dr} \quad (2.10)$$

Onde: H_{man} = altura manométrica(m)

h_s = altura de sucção (m)

h_r = altura de recalque (m)

h_{ds} = perda de carga total de sucção com peças, acessórios e comprimento da tubulação (m)

h_{dr} = perda de carga total de recalque com peças, acessórios e comprimento da tubulação (m)

Caso o sistema implantado trabalhe no perfil do tipo afogado, sua altura de sucção (h_s) possuirá sinal negativo sendo subtraído em relação as alturas existentes.

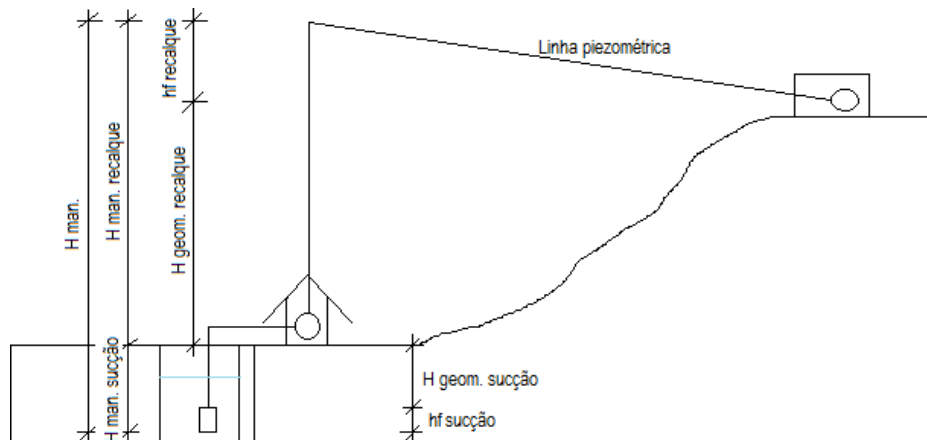


Figura 12: Alturas manométricas e geométricas

Fonte: (Bispo, 2017, p. 60)

2.8.6. Potência instalada e escolha do conjunto motobomba

Quando iniciou a utilização de motores elétricos, a preocupação quanto a redução do seu peso e aumento do seu rendimento foram marcos para iniciar uma mudança na tecnologia empregada, incluindo seus materiais constituintes.

Ao ser dimensionado, de acordo com (RIBEIRO, 2010, p. 34), a potência requerida é adicionada a uma potência extra, resultado da inserção de fatores de segurança que garantem seu funcionamento quando submetido a trabalho. Quando se dimensiona um sistema de bombeamento, as potências resultantes dos cálculos efetivados possuem folgas técnicas que se acumulam obtendo um possível superdimensionamento, elevando o capital investido havendo posteriormente, um desperdício de energia, assim, o motor trabalha com um baixo rendimento e baixo fator de potência.

O cálculo da potência dá-se então pela relação entre vazão, altura manométrica e rendimento do conjunto de bombeamento escolhido (Eq. 2.11). Quando se tem um aumento da vazão, há também um aumento da potência requerida do sistema, visto que são grandezas diretamente proporcionais.

$$Pot (cv) = \frac{\gamma Q H_{man}}{75n} \quad (2.11)$$

Onde: γ = peso específico do líquido (N/m³)

Q = vazão (m³/s)

H_{man} = altura manométrica (m)

n = rendimento conjunto motobomba (adimensional)

Em geral, os motores de indução possuem rendimentos em torno de 75% e 100% de sua capacidade nominal, enquanto fator de potência atinge 100% de carregamento nominal. Entende-se por fator de serviço as cargas de trabalho superior à nominal, sobrecarga que o motor elétrico

suporta. As bombas são as responsáveis por converter a energia mecânica em energia hidráulica, podendo classificar-se quanto ao seu fluxo em positivas e não-positivas. Bombas de deslocamento não positivo são raramente utilizadas, pois elas trabalham de modo que a resistência criada é resultado do peso do fluido e o atrito gerado pelo deslocamento, o que pode ser facilmente interrompido de modo brusco enquanto a bomba está em trabalho (PARKER, 1999, p. 56). Todo processo de transformação energética gera perdas, a partir disso é necessário rever o rendimento da bomba relacionando sua potência hidráulica e consumida, gerando um gráfico de vazão e potência com ponto máximo de vazão. Com o rendimento da bomba, pode-se obter a potência consumida por ela, que depende basicamente do peso específico do líquido, da vazão requerida, da variação de altura e claro, do rendimento da bomba. O funcionamento da bomba pode ser alterado diante de diversas condições, essas alterações podem ocorrer devido ao aumento ou diminuição da altura manométrica, resultando em variações de pressão internas às bombas.

Como visto anteriormente, o sistema de bombeamento pode ser posicionado em série ou em paralelo, de acordo com a locação e o número de bombas. Se as bombas estiverem trabalhando em paralelo, a sua altura manométrica é admitida como a mesma para cada bomba, somando apenas as vazões destas. As bombas que possuem eixo horizontal devem ser assentadas de forma que mantenham o nível e perfeito alinhamento com o motor, já as de eixo vertical devem ser montadas a prumo, evitando deslocamentos verticais que ocasionem possíveis tombamentos ou desgaste da estrutura de assentamento. A velocidade da água na entrada da bomba deve ser monitorada e estar entre 1,5 e 5 m/s, não admitindo valores superiores a estes (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 145)

2.9. Sistema de bombeamento

2.9.1. Curva do sistema

A curva do sistema nada mais é do que a relação de várias vazões e alturas manométricas, que ao traçar uma linha entre seus pontos de interseção gera-se uma curva indicando o comportamento do sistema na medida em que a vazão aumenta (Fig. 12). Essa curva obtida é dividida em duas partes, uma parte dinâmica e a outra estática. A parte dinâmica corresponde ao fluido estando em movimento, com velocidade gerando perdas de carga, que aumentam de acordo com a vazão do sistema, já a parte estática independe da vazão inserida, pois se relaciona a altura geométrica e as cargas de pressão (Fig. 12).

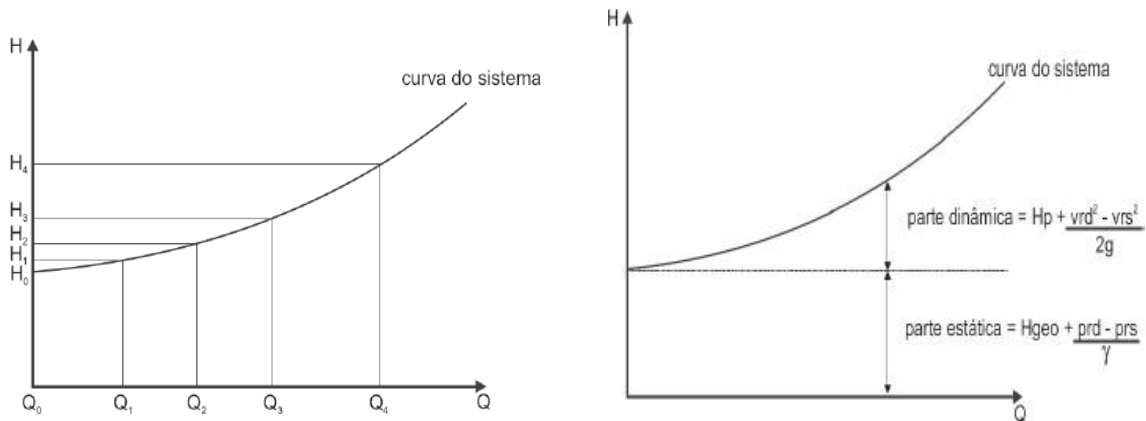


Figura 13: Curva do sistema Dinâmica x Estática
Fonte: (AZEVEDO NETTO, 1998, p. 176)

2.9.2. Curva da bomba

Cada bomba possui uma curva característica fornecida pelo fabricante, que informam exatamente seu desempenho esperado quando submetida ao funcionamento. Em geral, são utilizadas bombas disponíveis na linha de fabricação de cada fornecedor, porém, em casos específicos pode ser solicitada uma bomba especial, sendo fabricada e testada em laboratório para obtenção da curva. Ao se projetar uma bomba, deve-se atender uma determinada solicitação de vazão e altura manométrica, dentro dos valores de rendimento e NPSH requerida.

São basicamente 3 curvas características da bomba, com relações entre: altura manométrica x vazão; potência x vazão e rendimento x vazão, nota-se que todas as curvas são baseadas na vazão requerida de projeto (Fig. 13). As curvas características das bombas centrífugas são em geral obtidas por equações de 2º grau, gerando pontos que ao serem ligados forma-se uma curva de ordem parabólica, compondo o plano cartesiano por dados relacionados à altura.

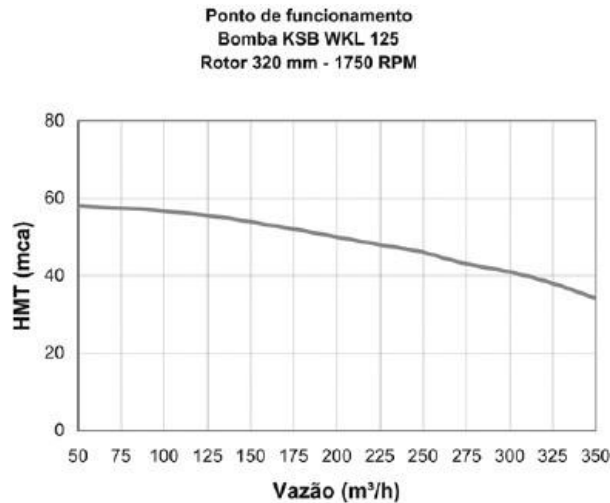


Figura 14: Curva da bomba

Fonte: (ELETROBRÁS/PROCEL, 2009, p. 101)

As curvas da bomba são em sua maioria fornecidas pelo vendedor, sendo apresentada em forma de plano cartesiano com diversas vazões e alturas manométricas, a fim de oferecer diversidade ao cliente no momento da escolha correta, para que possa atender seus requisitos de serviço (Fig. 14).

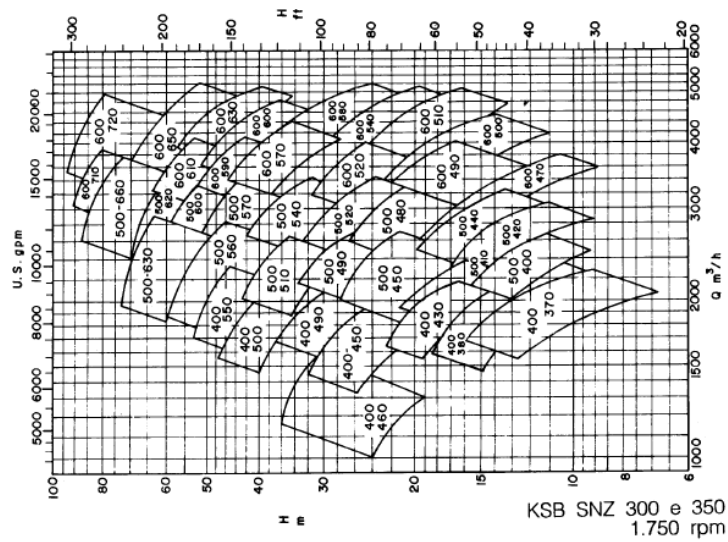


Figura 15: Curva da bomba KSB

Fonte: (KSB, 2003, p. 15)

2.9.3. Curva de rendimento da bomba

A curva de rendimento de uma bomba nada mais é que a relação da potência hidráulica e a potência consumida em relação à imposição de várias vazões de trabalho, cujo em seu ponto máximo é chamado de vazão ótima (Fig. 15).

Figura 20-

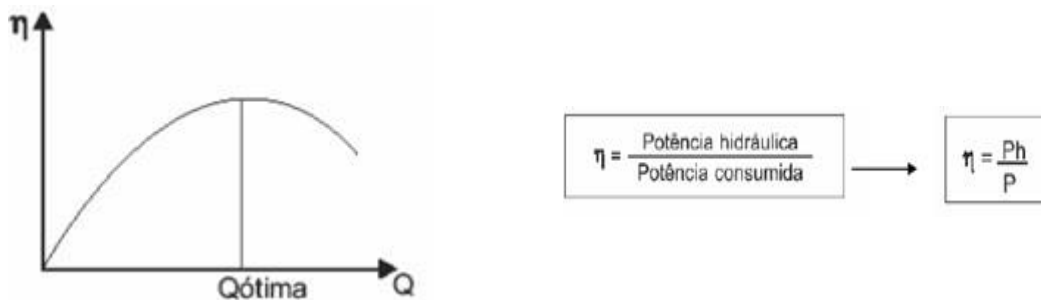


Figura 16: Gráfico do rendimento de uma bomba

Fonte: (KSB, 2003, p. 19)

2.9.4. Ponto de operação do sistema

Diz-se potência de trabalho ou operação, os pontos de interseção entre as curvas do sistema, curva característica da bomba e de rendimento (Fig. 16). É de suma importância a aferição deste ponto, pois ele dirá se com a vazão disponível o sistema poderá trabalhar de forma correta dentro dos parâmetros exigidos em norma.

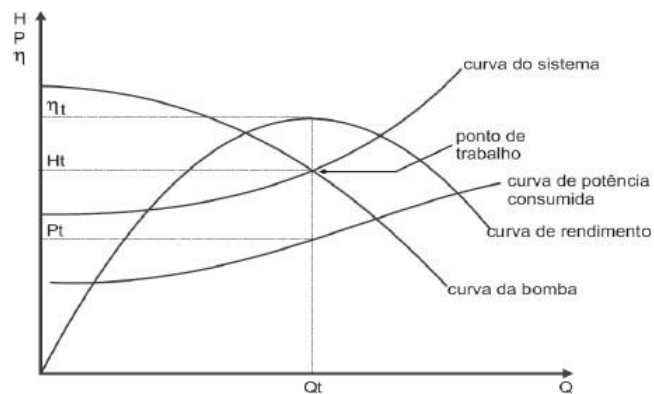


Figura 17: Curva de ponto de trabalho
Fonte: (KSB, 2003, p. 34)

CAPÍTULO III: METODOLOGIA

Neste capítulo serão tratados os aspetos metodológicos utilizados para a elaboração deste trabalho, mostrando as etapas de pesquisa realizadas.

Para a elaboração deste projeto ser aplicada quatro metodologias:

1. **Revisão Bibliográfica:** Será fundamental para a elaboração do projecto um estudo sobre o tema, que consistira em constantes leituras em manuais, revistas, artigos, estudos de caso, entre outros materiais relevantes para o estudo;
2. **Pesquisa de Campo:** Consistirá em visita na planta onde estão instalados os sistemas de bombeamento e aspersão, de modo a fazer o mapeamento do activo, acompanhar funcionamento das bombas e comparação pratica – teórica para construção de dados a colectar.
3. **Coleta de dados:** Consistirá em visitas em sistemas de controle (IHM) da equipe da eléctrica e automação, de modo a coletar dados de pressão nas tubulações, fluxo e vazão, leituras em manómetros e retirada de dados importantes das chapas características para o redimensionamento.
4. **Análise de dados:** Após a coleta de dados em campo, segue análise critica de modo a apurar a forma viável para garantir a melhoria do sistema de bombeamento.

CAPITULO IV: MEMORIAL DESCRITIVO E JUSTIFICATIVO

4.1. Descrição da unidade fabril

O processo industrial do porto da CLN é constituído por máquinas totalmente automatizadas para o processo de estocagem e embarcação do carvão, e destacam-se as seguintes máquinas:

Virador de vagões (VV-3120NA-01): Responsável por virar os vagões, saindo da unidade de fabril de Moatize, faz parte do circuito do processo de descarga. Esta máquina é composta por sistema de giro, carro posicionador, sistemas hidráulicos, alimentadores de sapatas e transportadores de finos e o sistema de aspersão;

Empilhadeiras (EP-3140NA-01 e 02): Responsáveis pelo empilhamento de carvão no pátio de estocagem, faz parte do circuito do processo de descarga. Estas máquinas são compostas por sistema de giro, sistema de elevação, sistema de translação, enrolador de cabo de força e a transportadora de lança;

Recuperadoras (RC-3140NA-01 e 02): Responsáveis pela recuperação do material no pátio para a embarcação, faz parte do circuito do processo de embarque. Estas máquinas são compostas por sistema de giro, sistema de elevação, sistema de translação, enrolador de cabo de força, transportadora de lança e a roda de caçamba.

Carregadores de Navio (CN-3220NA-01 e 02): Responsáveis por descarregar o carvão nos porões dos navios, faz parte do circuito do processo de embarque. Estas máquinas são compostas por sistema de giro, sistema de elevação, sistema de translação, enrolador de cabo de força, transportadora de lança e a telescópica.

Sublinhar que os activos que constitui as máquinas, transportadora e as bombas hidráulicas são acionados por motores de indução trifásico.

No âmbito eléctrico, usualmente o Porto é alimentado pela concessionária EDM, recebendo a linha aérea com nível de tensão de 110 kV na sua subestação principal e transformado em 22 kV, como contingência o Porto está equipado com uma planta de cogeração (Mini usina termoelétrica) gerando 8 MW possuindo 10 grupos geradores. O porto é dotado de um sistema eléctrico em anel e subdividem-se em Subestações secundárias (responsáveis pela alimentação das máquinas,

transportadora e demais activos do processo industrial) transformando a tensão em 3.3 kV, 660 V e 380 V e mini – subestações (responsável pela alimentação das utilidades, blocos administrativos, iluminação, clínica e restaurante). O porto possui quatro (4) subestações secundárias, destacando:

- ✓ **SE – 3120NA – 01:** Subestação responsável pela alimentação geral do virador de vagões;
- ✓ **SE – 3140NA -01:** Subestação responsável pela alimentação das correias transportadoras do pátio;
- ✓ **SE – 3140NA – 02:** Subestação responsável pela alimentação das empilhadeiras e recuperadoras;
- ✓ **SE – 3140NA – 03:** subestação responsável pela alimentação de correias transportadoras do pátio e pier;
- ✓ **SE – 3220NA – 01:** Subestação responsável pela alimentação dos carregadores de navio.

As transportadoras do porto são constituídas por motores de indução de trifásica, tambores, roletes e correia de borracha. Estes motores são alimentados pelas subestações secundárias, em termos de controlo elas possuem controlo local (usual apenas em manutenção) em cada transportadora é dotada de um (1) painel para o controlo local, e o controlo automático (usual em operação) este é manipulado pela equipe de CCO responsáveis pela operação. Os motores das transportadoras são acionados por VSD's enquanto os motores das máquinas são acionados em partida directa em delta (DOL). Na figura esta patente o layout do porto da CLN

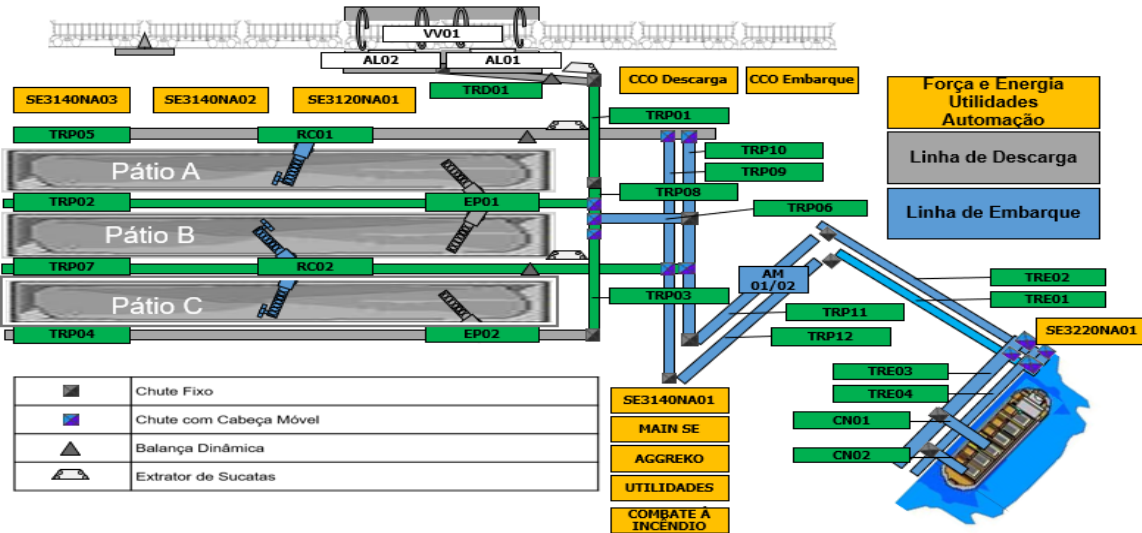


Figura 18: Layout da unidade fabril - Porto da CLN

Fonte: ICRO Mozambique

4.2. Descrição da planta de estação de tratamento de águas industriais (ETAI)

Para que a estação de tratamento de água funcione é necessário águas residuais industriais provenientes das águas operações portuárias e das chuvas são canalizadas para a bacia de águas residuais a através do sistema de drenagem do complexo portuário que é composto por canaletas e depósito de recolha de águas fluviais ao longo do porto com sistema de bombeamento para a bacia de águas residuais. O processo de tratamento de águas industriais começa na bacia (reservatório), onde ocorre a sedimentação de material misturado com água, de seguida ocorre bombeamento de água através de duas bombas submersíveis BA3180-05NA e BA3180-06NA para dois clarificadores onde ocorre os processos de coagulação e floculação . Nesta linha de alimentação dos clarificadores é efetuado o doseamento coagulante, floculante e correção do ph cujos caudais variam em função da característica da água captada. O estágio final de sedimentação ocorre no tanque estabilizador designado buffer tank, apos a decantação a água é bombeada para os filtros através de quatro bombas centrífugas associadas em paralelas com uma pressão máxima de 16 bar, a água filtrada e tratada pronta a ser usada é armazenada em dois reservatórios um com capacidade de 2000 m³ e outro de com capacidade de 25000m³, estes reservatórios de água servem para abastecerem operações portuárias de carvão, sistema de aspersão do virador de vagões , sistema de

aspersão nas transportadoras de carvão e pier através das bombas centrífugas BA – 3180NA - 09 e BA - 3180NA - 10, sistema de aspersão no pátio de estocagem através das bombas centrífuga BA – 3180NA - 11 e BA – 3180NA-12 e para sistema de combate ao incêndio através das bombas centrífugas BA – 3180NA - 13, BA – 3180NA - 14 e bomba BA – 3180NA-15 de combustão interna também de combate ao incêndio, em anexo 2 contém a planta baixa da zona da estação.



Figura 19: Planta ETAI
Fonte: Próprio autor

4.2. Cálculo de vazão e pressão do sistema actual

O sistema de distribuição de água para este ponto, é alimentado pelas bombas BA-3180NA -09 e 10. Segundo relatos, estas bombas no período de implantação do projecto, alimentavam de forma alternada as torres de transferência e sistema de aspersão. No decorrer foi feito o cálculo da vazão encontrado no sistema actual de aspersão, de certa forma os números podem ser alarmantes para o funcionamento actual do sistema em questão.

Tabela 3: Dados da bomba instalada

Sistema	Sistema	Especificação
Bombeamento de água tratada	Bomba centrífuga ETNORM 085-050-250	Fluxo: 64.3 m ³ /h; Head: 85.7 m; NSPHr: 2.8 m; eficiência: 67.8%; diâmetro da Impela: 252 mm; velocidade: 2960 rpm;

Fonte: Próprio autor

O caudal volumétrico inicialmente projetado é de (Q) 64.3 m³/h. se, considerarmos uma operação no regime de 24 horas, e um diâmetro nominal de 200 mm o ideal seria:

Diâmetro de recalque:

$$DR = 1,3 * \left(\frac{T}{24}\right)^{0.25} * \sqrt{Q} \quad (4.1)$$

Onde:

DR em m e Q em m³/s; e T = jornada de trabalho da instalação, h/dia

$$DR = 1,3 * \left(\frac{T}{24}\right)^{0.25} * \sqrt{Q}$$

$$0,2 = 1,3 * \left(\frac{24}{24}\right)^{0.25} * \sqrt{Q}$$

$$0,2 = 1,3 * \sqrt{Q}$$

$$Q = \left(\frac{0,2}{13}\right)^2$$

$$Q = 0,0236 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 84,96 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.2.1. Consumo atual nas torres de transferências

Redução para alimentação das bases dos chutes (8 pontos).

- Existe uma redução de diâmetro no fornecimento de água de 100 mm para 1,0 polegadas = 25,4 mm = 0,0254:

Se DR = 100 mm = 0.508 m e considerando uma operação no regime de 24 horas teremos:

$$DR = 1,3 * \left(\frac{T}{24}\right)^{0.25} * \sqrt{Q}$$

$$0.1 = 1,3 * \left(\frac{24}{24}\right)^{0.25} * \sqrt{Q}$$

$$0,1 = 1,3 * \sqrt{Q}$$

$$Q = \left(\frac{0,508}{1,3}\right)^2 = 0,000153 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 0,000153 \text{ m}^3/\text{s}$$

Como os pontos estão em paralelo:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 \quad (4.2)$$

$$Q_t = 0,001224 \text{ m}^3/\text{s} = 4,41 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.2.2. Consumo atual no virador

Existe uma redução num desvio para alimentação do túnel e do edifício do virador de vagões de diâmetro 150 mm para 2 polegadas = 0,0508 m:

$$Q = \left(\frac{0,0508}{1,3} \right)^2 = 0,0102 \text{ m}^3/\text{s}$$

Existe uma redução para alimentação de dois sistema de aspersão automático no virador de vagões, de diâmetro 50 mm para ½ polegada:

Considerando uma operação no regime de 24 horas teremos:

$$Q = \left(\frac{0,0127}{1,3} \right)^2 = 0,000191 \text{ m}^3/\text{s}$$

Existem 18 cotovelos de 90° na estrutura do virador de vagões, 50 mm de diâmetro:

Tabela de perda de carga em tubulações

Percentagem de perda de carga ao longo de 100 metros de tubulação nova de PVC ou tubos de ferro fundido ou galvanizado.
(valores em %)

Vazão m³/h	PVC		F²F²		PVC		F²F²		PVC		F²F²		PVC		F²F²		Vazão m³/h	
	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"									
0,5	1,5	1,3	0,5	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1									0,5	
1,0	4,9	4,8	1,6	1,6	0,4	0,4	0,2	0,2	0,1	0,1							1,0	
1,5	10,0	10,1	3,3	3,4	0,9	0,9	0,5	0,4	0,1	0,1							1,5	
2,0	16,5	17,2	5,4	5,8	1,4	1,5	0,8	0,7	0,2	0,2	0,1	0,1					2,0	
2,5	24,4	26,1	8,0	8,8	2,1	2,3	1,2	1,1	0,4	0,3	0,1	0,1					2,5	
3,0	33,6	36,5	11,0	12,3	2,9	3,2	1,6	1,5	0,5	0,5	0,1	0,1	0,1	0,1			3,0	
3,5	44,0	48,6	14,4	16,4	3,8	4,2	2,1	2,0	0,6	0,6	0,2	0,2	0,1	0,1			3,5	
4,0	55,6	62,2	18,2	21,0	4,8	5,4	2,7	2,6	0,8	0,8	0,2	0,2	0,1	0,1			4,0	
4,5	68,3	77,3	22,3	26,1	6,0	6,7	3,3	3,2	1,0	1,0	0,3	0,3	0,1	0,1			4,5	
5,0	82,2	94,0	26,8	31,7	7,2	8,1	4,0	3,9	1,2	1,2	0,3	0,3	0,1	0,2			5,0	
5,5	97,1		31,7	37,8	8,5	9,7	4,7	4,6	1,4	1,4	0,4	0,4	0,2	0,2		0,1	5,5	
6,0			36,9	44,4	9,9	11,4	5,4	5,4	1,6	1,7	0,5	0,5	0,2	0,2	0,1	0,1	6,0	
6,5			42,5	51,5	11,3	13,2	6,3	6,3	1,9	2,0	0,5	0,5	0,2	0,2	0,1	0,1	6,5	
7,0			48,4	59,1	12,9	15,2	7,1	7,2	2,1	2,3	0,6	0,6	0,3	0,3	0,1	0,1	7,0	
7,5			54,6	67,1	14,6	17,2	8,0	8,2	2,4	2,6	0,7	0,7	0,3	0,3	0,1	0,1	7,5	
8,0			61,1	75,6	16,3	19,4	9,0	9,2	2,7	2,9	0,8	0,8	0,3	0,4	0,1	0,1	8,0	
8,5			67,9	84,6	18,1	21,7	10,0	10,3	3,0	3,2	0,8	0,9	0,4	0,4	0,1	0,1	8,5	
9,0			75,1	94,0	20,0	24,1	11,1	11,5	3,3	3,6	0,9	1,0	0,4	0,5	0,1	0,1	9,0	
9,5			82,5		22,0	26,7	12,2	12,7	3,6	4,0	1,0	1,1	0,4	0,5	0,1	0,1	9,5	
10			90,3		24,1	29,3	13,3	13,9	4,0	4,4	1,1	1,2	0,5	0,5	0,1	0,2	10	
12					33,1	41,1	18,3	19,5	5,4	6,1	1,5	1,7	0,7	0,8	0,2	0,2	0,1	12
14					43,4	54,6	24,0	25,9	7,1	8,1	2,0	2,3	0,9	1,0	0,2	0,3	0,1	14
16					54,8	69,9	30,3	33,2	9,0	10,4	2,5	2,9	1,1	1,3	0,3	0,4	0,1	16
18					67,4	87,0	37,2	41,3	11,1	12,9	3,1	3,6	1,4	1,6	0,4	0,4	0,1	18
20					81,0		44,8	50,2	13,3	15,7	3,7	4,4	1,6	2,0	0,5	0,5	0,2	20
25							66,2	75,8	19,7	23,7	5,5	6,6	2,4	3,0	0,7	0,8	0,2	25
30							91,1		27,1	33,3	7,6	9,3	3,3	4,2	0,9	1,2	0,3	30
35									35,5	44,3	10,0	12,4	4,4	5,6	1,2	1,5	0,4	35
40									44,8	56,7	12,6	15,8	5,5	7,1	1,5	2,0	0,5	40
45									55,1	70,4	15,5	19,7	6,8	8,9	1,9	2,4	0,7	45
50									66,2	85,6	18,8	23,9	8,1	10,8	2,3	3,0	0,8	50
55									78,2		22,0	28,5	9,6	12,9	2,7	3,5	0,9	55
60									91,1		25,6	33,5	11,2	15,1	3,1	4,2	1,1	60

Figura 20: Tabela de perda de carga

Fonte: (AZEVEDO NETTO, 1998)

$$Q = \frac{v}{t}; v = s \times A; v = \frac{s}{t} \Rightarrow Q = v \times A \quad (4.3)$$

$$Q_2 = 0,00573 \text{ m}^3/\text{s} = 20,63 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{total} = Q_{total 1} + Q_{t2}$$

$$Q_{total} = 4,41 \text{ m}^3/\text{h} + 20,63 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{total} = 25,04 \text{ m}^3/\text{h}$$

Com base no cenário atual, existe uma necessidade de dar acréscimo a pressão que se verifica atualmente no virador de vagões, visto que devido a muitas ramificações nas torres de transferência e cotas geométricas da estação do virador, precisamos acrescentar a Vazão e conseqüentemente a altura manométrica (H), de modo a vencermos as forças inercias na rede de distribuição – canalização. Por isso, deve haver uma forma criteriosa para fazer a devida análise.

CAPITULO V: APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

5.1. Resultados

Como proposta base para resolução do problema encontrado no virador de vagões foi o redimensionamento de novo sistema de aspersão, como resultado após levantamento de dados foi calculado os parâmetros do novo dimensionamento do sistema.

Com a elevada demanda na linha de abastecimento para o pier, virador de vagões e aspersão para os chutes as bombas 09/10 mostraram-se ineficazes, resultando disso em quebras constantes de veios, aquecimento da bomba e tubagem, e rebentamento de rolamentos, presente dimensionamento pretende seleccionar bombas que possam responder a essas inquietações.

Para isso, a bomba escolhida deverá ser centrífuga, horizontal, trabalhando em regime afogado.

As etapas são realizadas por meio de etapas subsequentes:

- I. Dimensionar o diâmetro das tubulações de sucção e recalque – Sendo uma instalação existente, esta parte não constará nos cálculos;
- II. Determinar a perda de carga na sucção e recalque;
- III. Especificar a bomba através de curvas fornecidas por fabricantes em função da vazão, altura manométrica.

O caudal volumétrico inicialmente projectado é $64.3\text{m}^3/\text{h}$, se considerarmos uma operação no regime de 24 horas (simultaneidade de fornecimento) e o diâmetro nominal de 200mm o caudal ideal seria:

Através do cálculo de diâmetro de recalque, determina-se o caudal:

$$D_R = 1.3\left(\frac{T}{24}\right)^{0.25}\sqrt{Q} \quad (4.4)$$

Onde

D_R - diâmetro de recalque

T - Jornada de trabalho em horas/dia

Q - Caudal volumétrico em m³/s

$$D_R = 1.3 \left(\frac{T}{24} \right)^{0.25} \sqrt{Q}$$

$$0.2 = 1.3x \left(\frac{24}{24} \right)^{0.25} x \sqrt{Q}$$

$$Q = \left(\frac{0.2}{1.3} \right)^2$$

$$Q = 0.0236x3600$$

$$Q = 84.96m^3/h$$

5.1.1. Cálculo de caudal necessário nas linhas usuárias das Bombas 09 e 10

5.1.1.1. Bases dos chutes

Sendo 8 bases de configuração idêntica, existe uma redução de diâmetro de fornecimento de 125mm para 1 polegada (25.4mm)

Com a (EQ 4.1) determina-se o caudal para um ponto:

$$D_R = 1.3 \left(\frac{T}{24} \right)^{0.25} \sqrt{Q}$$

$$0.0254 = 1.3x \left(\frac{24}{24} \right)^{0.25} x \sqrt{Q}$$

$$Q = 0.00038x3600$$

$$Q = 1.37m^3/h$$

Com os 8 chutes sendo alimentados da mesma fonte fica:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_8$$

$$Q_t = 10.9 m^3/h$$

5.1.1.2. Virador de vagões

Existe uma redução num desvio para a alimentação do túnel e para o topo do virador de vagões, de 150mm para 2polegadas (0.0508m)

$$D_R = 1.3\left(\frac{T}{24}\right)^{0.25}\sqrt{Q}$$

$$0.0508 = 1.3x\left(\frac{24}{24}\right)^{0.25}x\sqrt{Q}$$

$$Q = 0.00152x3600$$

$$Q = 5.47m^3/h$$

No topo do virador existe uma redução de 50mm para 1/2 polegada (0.0127m)

$$D_R = 1.3\left(\frac{T}{24}\right)^{0.25}\sqrt{Q}$$

$$0.0127 = 1.3x\left(\frac{24}{24}\right)^{0.25}x\sqrt{Q}$$

$$Q = 0.000191x3600$$

$$Q = 0.69m^3/h$$

5.1.1.3. Pier

Para o pier temos 40 pontos de tomada de água, atualmente existem 10 pontos que são acrescentados aos 30 pontos em instalação. Portanto, há uma redução de 110mm para 3/4 polegadas (0.019m)

$$D_R = 1.3\left(\frac{T}{24}\right)^{0.25}\sqrt{Q}$$

$$0.09 = 1.3x\left(\frac{24}{24}\right)^{0.25}x\sqrt{Q}$$

$$Q = \left(\frac{0.019}{1.3}\right)^2$$

$$Q = 0.00021x3600$$

$$Q = 0.756 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_{40}$$

$$Q_t = 30.24 \text{ m}^3/\text{h}$$

A bomba para atender a demanda terá que debitar o caudal projetado adicionado ao necessário:

$$Q_{necess} = Q_{projeto} + Q_{chutes} + Q_{virador} + Q_{pier}$$

$$Q_{necess} = 64.3 + 10.9 + (5.47 + 0.69) + 30.24$$

$$Q_{necess} = 111.6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{necess} = 0.031 \text{ m}^3/\text{s}$$

5.1.2. Cálculo de perdas de carga

Perdas de cargas referem-se a energia perdida pela água durante o deslocamento pela tubulação devido ao atrito, usando o método de comprimentos equivalentes através de tabelas determinar-se-á a carga total correspondente a curvas de 90°, 45°, válvulas, registros, reduções, ampliações, etc.

As perdas de carga são definidas pela equação:

$$hf_{1-2} = J \cdot L_e \quad (4.5)$$

Sendo:

hf_{1-2} é a perda de carga entre 2 pontos da instalação;

J é a perda de carga unitária (m/m);

L_e é o comprimento equivalente da tubulação, tabelado

Valores de comprimentos equivalentes para cálculo de carga localizada

Comprimentos equivalentes a perdas localizadas. (Expressos em metros de canalização retilínea)*																					
Diâmetro D	mm	pol	COTOVELO 90°	COTOVELO 90°	COTOVELO 90°	COTOVELO	CURVA 90°	CURVA 90°	CURVA	ENTRADA	ENTRADA	REGISTRO DE	REGISTRO DE	REGISTRO DE	TÉ PASSAGEM	TÉ SAÍDA	TÉ SAÍDA	VALVULA DE	SAÍDA DA	VALVULA DE	VALVULA DE
			RAIO LONGO	RAIO MÉDIO	RAIO CURTO	45°	R/D = 1 1/2°	R/D = 1°	45°	NORMAL	DE BORDA	GAVETA ABERTO	GLOBO ABERTO	ÂNGULO ABERTO	DURETA	DE LADO	LATERAL	PE E CRIVO	CANALIZAÇÃO	RETENÇÃO TIPO LEVE	RETENÇÃO TIPO PESADO
13	1/2	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6	
19	3/4	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,2	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4	
25	1	0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,8	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2	
32	1 1/4	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0	
38	1 1/2	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8	
50	2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4	
63	2 1/2	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1	
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7	
100	4	2,1	2,8	3,4	1,5	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9	
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1	
150	6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3	
200	8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0	
250	10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0	
300	12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0	
350	14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0	

* Os valores indicados para registros de globo aplicam-se também às torneiras, válvulas para chuveiros e válvulas de descarga

Figura 21: Tabela de perda localizadas de cargas

Fonte: (AZEVEDO NETTO, 1998)

Usando a equação de Flamant a perda de carga unitária para aço galvanizado ou ferro fundido é determinada pela fórmula abaixo:

$$J = 0.001404 \frac{Q^{1.75}}{D^{4.75}} \quad (4.6)$$

Sendo:

Q é a vazão (m³/s)

O valor 0.001404 substitui a relação entre as diversas constantes envolvidas de perda de carga

D é o diâmetro da tubulação(m)

5.1.3. Cálculo de perda de carga na sucção (diâmetro 250mm)

Comprimento da tubulação de sucção (L_s) = 12m

Tabela 4: Comprimentos equivalentes das conexões

Conexão	Quantidade x valor	Total
Valvula gaveta	3x1.7	5.1
Curvas 45°	1x3.8	3.8
Curvas 90°	3x6.7	20.1
Te	3x16	48.0
Reducao 250/150	1x1.2	1.2
Reducao 150/75	1x0.8	0.8
Comprimento equivalente total (L_{eq total})	-	78.9+12=90.9m

Fonte: Próprio autor

$$J = 0.001404 \frac{Q^{1.75}}{D^{4.75}}$$

$$J = 0.001404 \frac{0.031^{1.75}}{0.25^{4.75}}$$

$$J = 0.0023$$

$$h_{f_{sucção}} = J \times L_{eq\ total}$$

$$h_{f_{sucção}} = 0.0023 \times 90.9$$

$$h_{f_{sucção}} = 0.21m$$

5.1.4. Cálculo de perda de carga no recalque

5.1.4.1. Fornecimento aos chutes

Comprimento da tubulação para os chutes (L_{chutes}) = ,

Diâmetro 200mm

Comprimento da tubulação 650m

Tabela 5: Comprimentos equivalentes das conexões

Conexão	Quantidade x valor	Total
Valvula gaveta	4x1.4	5.6
Curvas 90°	3x5.5	16.5
Te	1x13	13.0
Hidrometro	1x67	67
Comprimento equivalente total ($L_{eq\ total}$)	-	98.1+650=748.1m

Fonte: Próprio autor

$$J = 0.001404 \frac{Q^{1.75}}{D^{4.75}}$$

$$J = 0.001404 \frac{0.031^{1.75}}{0.20^{4.75}}$$

$$J = 0.00673$$

$$hf_{chutes} = J \times L_{eq\ total}$$

$$hf_{chutes} = 0.00673 \times 748.1$$

$$hf_{chutes} = 5.033m$$

5.1.4.2. Fornecimento para virador

Comprimento da tubulação para o virador de vagões = 50mm,

Comprimento da tubulação $L_v = 900m$,

Tabela 6: Comprimentos equivalentes das conexões

Conexão	Quantidade x valor	Total
Valvula esfera	2x17.4	34.8
Curvas 90 ⁰	18x1.4	25.2
Te	1x1.1	1.1
Hidrometro	1x17.4	17.4
Comprimento equivalente total (L _{eq total})	-	78.5+900=978.5m

Fonte: Próprio autor

$$J = 0.001404 \frac{Q^{1.75}}{D^{4.75}}$$

$$J = 0.001404 \frac{0.031^{1.75}}{0.05^{4.75}}$$

$$J = 0.00489$$

$$hf_{virador} = J \times L_{eq\ total}$$

$$hf_{virador} = 4.78m$$

5.1.4.2. Fornecimento para o pier 110mm

Comprimento da tubulação para o pier L_v = 2500m

Tabela 7: Comprimentos equivalentes das conexões

Conexão	Quantidade x valor	Total
Valvula gaveta	2x0.9	1.8
Curvas 90 ⁰	7x3.7	25.9
Hidrometro	1x43	43
Comprimento equivalente total (L _{eq total})	-	70.7+2500=2570.7

Fonte: Próprio autor

Devido a quantidade de pontos de tomada de água industrial há necessidade de considerar a perda de carga nos pontos de limpeza (40)

Comprimento total dos pontos de limpeza

$$L_{limpa}=40 \times 10=400 \text{ m de diâmetro } 90\text{mm}$$

Tabela 8: Comprimentos equivalentes das conexões

Conexão	Quantidade x valor	Total
Valvula de angulo(hidrante)	40x13	520
Curvas 90°	70x2.1	147
Valvula globo	10x26	260
Comprimento equivalente total ($L_{eq \text{ total}}$)	-	927+400=1327

Fonte: Próprio autor

Tabela 9: Perda de carga

Tubagem de 110mm	Tubagem 90mm
$J = 0.001404 \frac{Q^{1.75}}{D^{4.75}}$	$J = 0.001404 \frac{Q^{1.75}}{D^{4.75}}$
$J = 0.001404 \frac{0.031^{1.75}}{0.110^{4.75}}$	$J = 0.001404 \frac{0.031^{1.75}}{0.09^{4.75}}$
$J = 0.00629$	$J = 0.00302$
$hf_{110} = J \times L_{eq \text{ total}}$	$hf_{90} = J \times L_{eq \text{ total}}$
$hf_{110} = 0.00629 \times 2570.7$	$hf_{90} = 0.00302 \times 1327$
$hf_{110} = 16.17m$	$hf_{90} = 4.0m$

A perda de carga total em toda a linha será a soma de todas as perdas de carga calculadas:

$$h_{f \text{ total}} = h_{\text{sucção}} + \sum h_{\text{recalque}}$$

$$h_{f \text{ total}} = 0.21 + 5.033 + 4.78 + 16.7 + 4.0$$

$$h_f = 30.69m$$

5.1.5. Altura manométrica da instalação

É definida como sendo a altura geométrica (HG) da instalação adicionada as perdas de carga (h_f) ao longo da trajetória do fluxo

Altura geométrica é a soma das alturas de sucção e de recalque, ie, é a quantidade de energia hidráulica que a bomba devera fornecer a água para que a mesma seja recalçada a uma certa altura, vencendo as perdas de carga na tubagem.

Sendo representada pela equação:

$$H_m = HG + h_f \quad (4.7)$$

Onde

H_m é a altura manometrica (m)

HG é a altura geometrica (m)

h_f é perda de carga total (m)

Tomando em consideração a altura geométrica do projecto fica:

$$H_G = 85.7m$$

Adicionada a perda de cargas determinadas anteriormente fica:

$$H_m = 85.7 + 30.69$$

$$H_m = 116.4m$$

Encontrado os valores necessários do caudal e da altura manométrica ($Q=111.6m^3/h$, $H_m=116.4m$) entramos na carta abaixo para seleção de bombas do fabricante, neste caso, KSB, modelo Etanorm,

para 2961 rpm e resulta na seleção da bomba de seguinte modelo: ETN - 065-50-315, anexo 1 contém o catálogo da bomba escolhida.

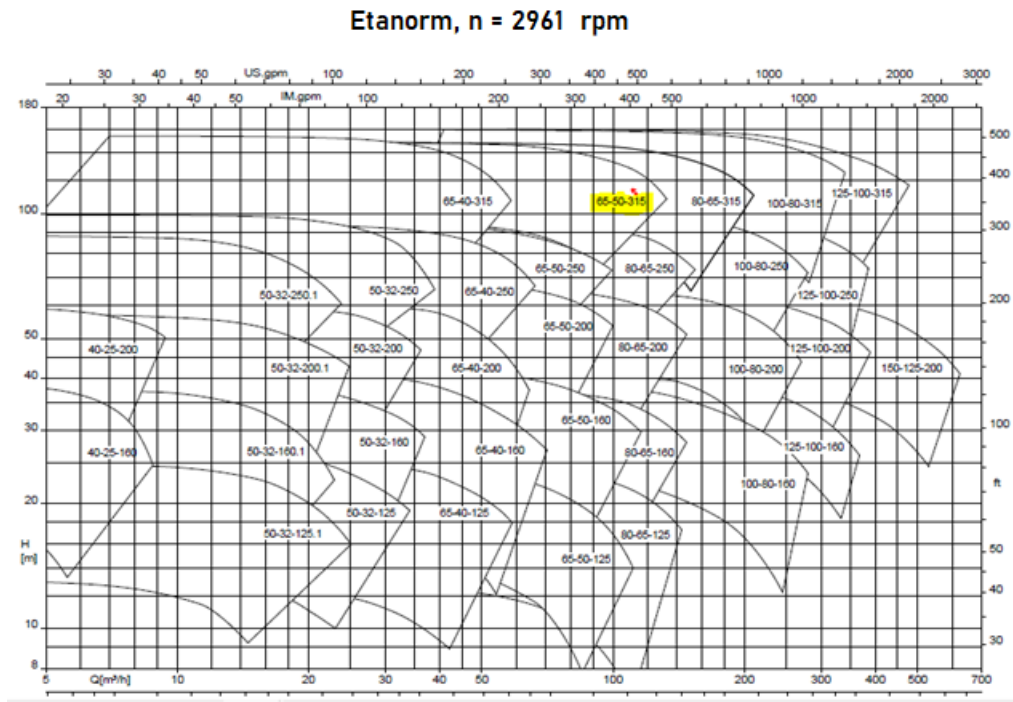


Figura 22: Especificação de curva característica
Fonte: (KSB, 2003)

CAPITULO VI: ESTIMATIVA DE CUSTO DE IMPLEMENTAÇÃO DO PROJECTO

O presente capítulo pretende descrever a estimativa em termos de custo de implementação, os dados para o dimensionamento do novo sistema foram feito tendo em conta o sistema de tubulação já existente para não acarretar custo, sendo assim será necessário apenas a troca do sistema Motor – bomba para o sistema de aspersão BA – 3180NA – 09 e 10, a tabela a seguir contem o custo do activo e o valor de mão- de – obra, estes que são necessário para implementação do projecto. O custo de mão – de – obra é calculado com base no 30% do custo de aquisição do activo.

Tabela 10: Custo de implementação do projecto

Item	Descrição	Quantidade	Preço unitário (MZN)	Valor total (MZN)
Motor - Bomba Etanorm	Bomba Etanorm 065-050-315	2	243,639.76	487,279.52
Custo para nova base	Base produzida	2	24,300.89	48,601.78
Custo de nova instalação eléctrica	Condutores, sistemas de proteção e comando	1	45,300.89	45,300.89
Total material				581,182.19
Custo HH	Mão - de - obra	1	174,354.66	174,354.66
Total Imp.				755,536.85

Fonte: Próprio autor

CAPITULO VII: RECOMENDAÇÕES E CONCLUSÕES

7.1. Recomendações

Para melhoria da funcionalidade e diminuição do estresse das bombas é necessário operacionalizar o sistema reservatório RAC (Reservatório de Ar Comprimido), pois atualmente não está a funcionar e faz com que quando se desliga a bomba criem-se bolhas de ar no interior da tubagem, proporcionando a criação do fenómeno de golpe de ariete (Impacto sobre todo o sistema hidráulico causado pelo retorno da água existente na tubulação de recalque, quando da parada da bomba. Este impacto, quando não amortecido danifica tubos, conexões e os componentes da bomba).

Esta pode ser uma das razões que influenciam na fragilização dos veios. A quebra do veio poderá ser igualmente causada pelo funcionamento da bomba em carga. Em caso de esta ficar em esforço sem existir consumo á jusante.

Necessidade de melhoria das reduções excêntricas na tubagem de sucção e descarga que não são de construção standard podendo criar alguma turbulência no fluido ao entrar/sair da bomba.

7.2. Conclusões

Em termos de conclusão, a hipótese principal; mostra viável para atender a necessidade e a resolução do problema em estudo encontrado no virador, apos os cálculos dos parâmetros principais para escolha de novas bombas para atender a necessidade do virador foi elaborado a estimativa de custo que tem como no seu total para implementação 1,336,719.04 MZN, devido a troca das bombas consequentemente a potencia teve um grande acréscimo, em termos eléctricos toda a instalação deveras ser trocada para atender a nova demanda, a parte interessante do projecto é que os acessórios de tubagem que seria um calcanhar de Aquiles no aumento de custo, foi mantida e ainda poderá atender a necessidade do virador, na tabela a seguir veja a comparação do dois estados do sistema de aspersão.

De acordo com os cálculos feitos foi encontrado como vazão do sistema em funcionamento de 25,04 m^3/h em contrapartida foi redimensionado o sistema de modo a responder com a vazão de

111.6 m³/h com altura manométrica 116.4 m, fazendo comparação destes parâmetros mostra que a proposta de redimensionamento se torna viável em termos técnicos – económicos, minimizando as perdas de reparo, a compra dos componentes e o impacto ambiental que o virador tem na ausência do sistema de aspersão.

Tabela 11: Comparação dos sistemas Antigo X Proposto

PARAME- TROS	ETARNORM 065- 50-250 (antigas)	ETARNORM 065-50- 315 (Dimensionada)	Comentários
Caudal, m³/h	64.3	111	Maior caudal
Altura, m	85.7	116	Maior altura
Eficiência, %	67.8	65.6	
Velocidade, rpm	2960	2961	
Motor, kW	30	55	Deve-se trocar alguns componentes eléctricos
Diâmetro Suc- ção	DN65	DN65	Sem necessidade de novas flanges
Diametro re- calque	DN50	DN50	Sem necessidade de novas flanges
Gabarito do fundamento, mm	1200x600	1750x810	Deve-se trocar a base

Fonte: Próprio autor

CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

Este capítulo concerne na explanação do esboço das actividades que irão decorrer no período de maturação do trabalho de culminação do curso (Monografia). Cronograma é o guião estratégico que define e orienta os passos da pesquisa.

Tabela 12: Cronograma de actividades

Etapas de execução	2022		2023	
	Novembro	Dezembro	janeiro	Fevereiro
Acompanhamento e análise do caso de estudo				
Estudo e definição do tema				
Submissão e aprovação da proposta				
Elaboração do projecto				
Implantação do projecto				
Teses e comissionamento				
Entrega do Projecto				

Fonte: Próprio autor

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANGCHAI, S., HASTIE, D. B., & WYPYCH, P. W. (2013). *The simulation of particle flow n: 11th INTERNATIONAL CONFERENCE ON*. Australia: Australia: University of Newcastle.
- AZEVEDO NETTO, J. M. (1998). *Manual de Hidráulica*. São Paulo: Edgard Blucher Ltda.
- Bispo, T. S. (2017). *Estudo de caso e análise do sistema de bombeamento principal do projeto hidroagrícola são joão porto nacional*.
- BISPO, T. S. (2017). *ESTUDO DE CASO E ANÁLISE DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO PRINCIPAL DO PROJETO HIDROAGRÍCOLA SÃO JOÃO PORTO NACIONAL*. Palmas.
- CHRISTENSEN, B. A. (2000). *Discussion on 'Limitation and proper use of the Hazen- Williams equation,' by C. P. Liou.* " *J. Hydraul. Eng.*, .
- ELETROBRÁS/PROCEL. (2009). *Bombas: guia b*. Brasília.
- FREW, I. W. (2013). *Different modes of dust testing for bulk solids*. In:. Australia: Australia: University of Newcastle.
- GOZANGA, L. (2012). *ANÁLISE DE SISTEMAS DE BOMBEAMENTO: DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE RECALQUE DE ÁGUA BRUTA PARA A ESTAÇÃO DE TRATAMENTO DE ÁGUA DO MUNICÍPIO DE BRAZLÂNDIA . BRAZLANDIA*.
- KSB, M. d. (2003). *Seleção e Aplicação de Bombas Centrífugas*. Brasil.
- MUNSON, B. R. (2004). *Fundamentos da Mecânica dos Fluídos*. . São Paulo.
- PARKER, T. (1999). *Tecnologia hidráulica industrial. Apostila M2001-1* .
- RIBEIRO, M. &. (2010). *Water tariffs in irrigation districts. Engenharia Agrícola*.
- UNESP. (2012). *DEPARTAMENTO DE ENERGIA LABORATÓRIO DE HIDRÁULICA GERAL*.
- VENNARD, J. K. (1978). *Elementos de Mecânica dos Fluídos*. Ed. Guanabara Dois.

ANEXOS

Anexo 1- Cataloga da Bomba Etanorm 065-050-315

Data sheet



Customer item no.:
Communication dated:
Doc. no.: Quick quote
Quantity: 1

Number: ES 8001132867
Item no.: 100
Date: 29/04/2021
Page: 1 / 5

ETN 065-050-315 GGSAA11GD405502B
Low-pressure centrifugal pump Etanorm

Version no.: 1

Operating data

Requested flow rate	111.00 m ³ /h	Actual flow rate	111.02 m ³ /h
Requested developed head	116.00 m	Actual developed head	116.04 m
Pumped medium	Water Clean water Not containing chemical and mechanical substances which affect the materials	Efficiency	65.6 %
Max. ambient air temperature	20.0 °C	MEI (Minimum Efficiency Index)	≥ 0.70
Min. ambient air temperature	20.0 °C	Power absorbed	53.43 kW
Fluid temperature	20.0 °C	Pump speed of rotation	2961 rpm
		NPSH required	5.78 m
		Permissible operating pressure	16.00 bar.g
Fluid density	998 kg/m ³	Discharge press.	11.36 bar.g
Fluid viscosity	1.00 mm ² /s	Min. allow. mass flow for continuous stable operation	4.25 kg/s
Suction pressure max.	0.00 bar.g	Shutoff head	142.96 m
Mass flow rate	30.78 kg/s	Max. allow. mass flow	34.87 kg/s
Max. power on curve	57.27 kW	Design	Single system 1 x 100 % tolerances to ISO 9906 class 3B
Min. allow. flow for continuous stable operation	15.35 m ³ /h		

Design

Pump standard	EN 733	Material code	BQ1EGG-WA
Design	Baseplate mounted, long- coupled	Shaft seal code	11
Orientation	Horizontal	Sealing plan	A Single-acting mechanical seal (A-type casing cover, taper bore)
Suction nominal dia.	DN 65	A liquid free of solids is assumed	
Suction nominal pressure	PN 16	Seal chamber design	Conical seal chamber (A-type cover)
Suction position	axial	Contact guard	With
Suction flange dimension according to standard	EN1092-2	Wear ring	Casing wear ring
Suction flange drilled according to standard	EN1092-2	Impeller diameter	309.0 mm
Discharge nominal dia.	DN 50	Free passage size	9.5 mm
Discharge nominal pressure	PN 16	Silicon free pump assembly	Yes
Discharge position	top (0°/360°)	Bearing bracket construction	Water standard reinforced
Discharge flange dimension according to standard.	EN1092-2	Bearing bracket size	50
Discharge flange drilled according to standard	EN1092-2	Bearing seal	Flat gap
Surface type	Raised face (form B to EN 1092)	Bearing type	Anti-friction bearings
Shaft seal	Single acting mechanical seal	Lubrication type	Grease
Manufacturer	KSB	Color	Ultramarine blue (RAL 5002) KSB-blue
Type	1		

Performance curve

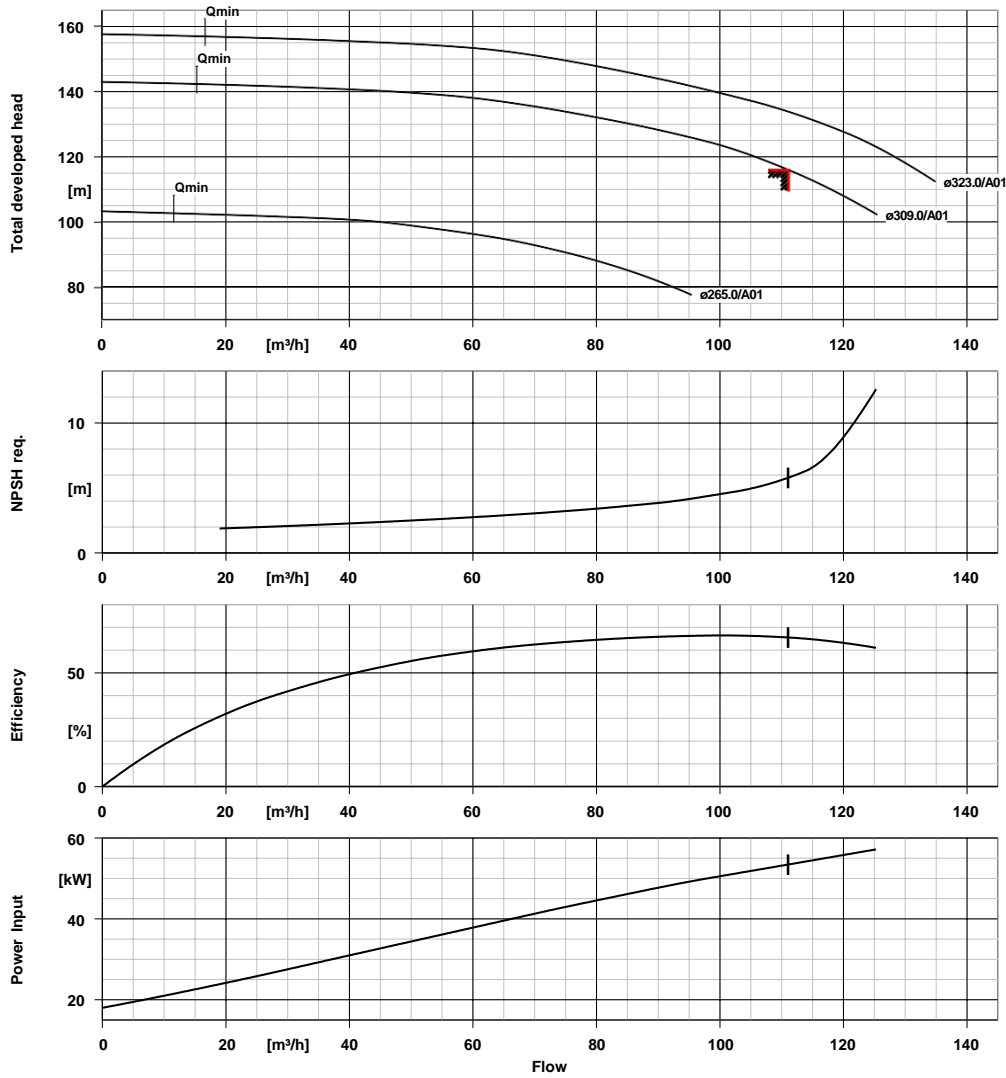


Customer item no.:
 Communication dated:
 Doc. no.: Quick quote
 Quantity: 1

Number: ES 8001132867
 Item no.:100
 Date: 29/04/2021
 Page: 3 / 5

ETN 065-050-315 GGSAA11GD405502B
 Low-pressure centrifugal pump Etanorm

Version no.: 1



Curve data

Speed of rotation	2961 rpm	Efficiency	65.6 %
Fluid density	998 kg/m³	MEI (Minimum Efficiency Index)	≥ 0.70
Viscosity	1.00 mm²/s	Power absorbed	53.43 kW
Flow rate	111.02 m³/h	NPSH required	5.78 m
Requested flow rate	111.00 m³/h	Curve number	K1311.452/34
Total developed head	116.04 m	Effective impeller diameter	309.0 mm
Requested developed head	116.00 m		

Customer item no.:
Communication dated:
Doc. no.: Quick quote
Quantity: 1

Number: ES 8001132867
Item no.: 100
Date: 29/04/2021
Page: 2 / 5

ETN 065-050-315 GGSAA11GD405502B
Low-pressure centrifugal pump Etanorm

Version no.: 1

Driver, accessories

Manufacturer	Flender	Rated voltage	400 V
Coupling type	Eupex N	Rated power P2	55.00 kW
Nominal size	140	Available reserve	2.94 %
Coupling guard type	Lightweight, not treadproof (ZN79)	Rated current	100.3 A
Guard size	B189	Starting current ratio	8.2
Guard material	Galvanised steel ST TZN	Insulation class	F to IEC 34-1
Baseplate type	U-beam / folded plate	Motor enclosure	IP55
Baseplate size	10B	Cos phi at 4/4 load	0.80
Driver type	Electric motor	Motor efficiency at 4/4 load	94.3 %
Drive standard mech.	IEC	Temperature sensor	3 PTC resistors
Model (make)	KSB-Motor	Terminal box position	0°/360° (top)
Drive supplied by	Standard motor supplied by KSB - mounted by KSB	Motor winding	Viewed towards the suction nozzle
Motor const. type	B3	Number of poles	400 / 690 V
Motor size	250M	Connection mode	2
Efficiency class	Efficiency class IE3 acc. to IEC60034-30-1	Motor cooling method	Delta
Motor speed	2961 rpm	Motor material	Surface cooling
Frequency	50 Hz	Frequency inverter operation allowed	Grey cast iron GG/CAST IRON
			VFD-suitability only in connection with KSB PumpDrive

Installation plan

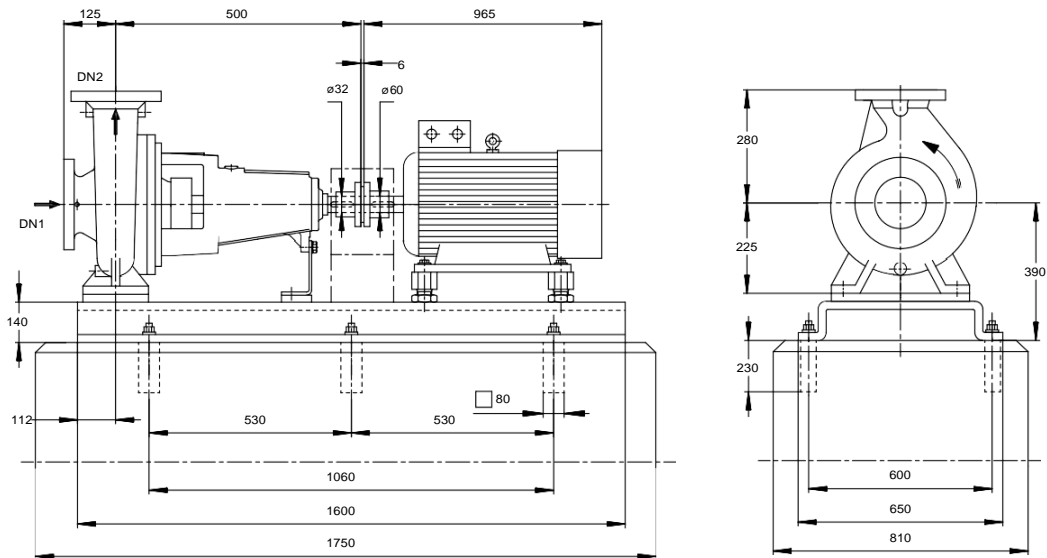
KSB

Customer item no.:
 Communication dated:
 Doc. no.: Quick quote
 Quantity: 1

Number: ES 8001132867
 Item no.:100
 Date: 29/04/2021
 Page: 4 / 5

ETN 065-050-315 GGSAA11GD405502B
 Low-pressure centrifugal pump Etanorm

Version no.: 1



Drawing is not to scale

Dimensions in mm

Motor

Motor manufacturer KSB-Motor
 Motor size 250M
 Motor power 55.00 kW
 Number of poles 2
 Speed of rotation 2961 rpm
 Position of terminal box 0°/360° (top)
 Viewed towards the suction nozzle

Baseplate

Design U-beam / folded plate
 Size 10B
 Material Steel ST
 Leakage drain baseplate (8B) Rp1, Without
 Foundation bolts M20x250 (required but not scope of supply)

Connections

Suction nominal size DN1 DN 65 / EN1092-2
 Discharge nominal size DN2 DN 50 / EN1092-2
 Nominal pressure suct. PN 16
 Rated pressure disch. PN 16

Coupling

Coupling manufacturer Flender
 Coupling type Eupex N
 Coupling size 140
 Spacer 0.0 mm

Weight net

Pump 96 kg
 Baseplate 109 kg
 Coupling 7 kg
 Coupling guard 2 kg
 Motor 485 kg
 Total 699 kg

Connection plan

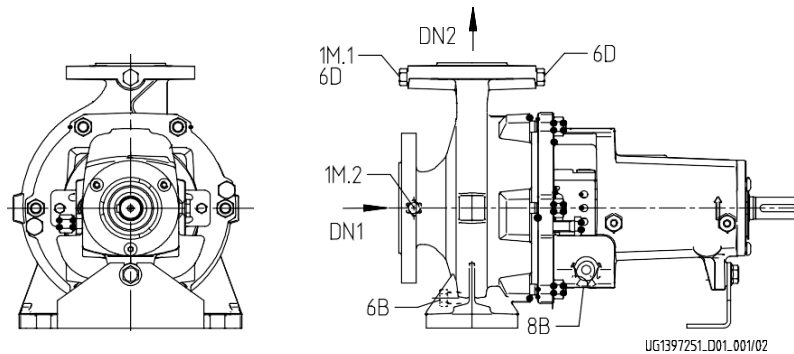


Customer item no.:
Communication dated:
Doc. no.: Quick quote
Quantity: 1

Number: ES 8001132867
Item no.:100
Date: 29/04/2021
Page: 5 / 5

ETN 065-050-315 GGSAA11GD405502B
Low-pressure centrifugal pump Etanorm

Version no.: 1



Connections

Pump casing variant		XX46
6B Pumped liquid drain	G 1/4	Drilled and plugged.
6D Pumped medium - filling / venting		Not executed
8B Leakage drain		Drilled
1M.1 / 6D Pressure gauge or filling/venting connection	G 1/4	Drilled and plugged.
1M.2 Pressure gauge connection	G 1/4	Not executed

Anexo 2 – Planta ETAI

