



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

JUAREZ DANTAS DO NASCIMENTO JÚNIOR

**ESTUDO DE CASO: REDIMENSIONAMENTO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA E  
AVALIAÇÃO DE MELHORIAS NO SISTEMA DE ENCANAMENTO PARA  
AUMENTO DA CAPACIDADE DE BOMBEAMENTO**

Recife

2023

JUAREZ DANTAS DO NASCIMENTO JÚNIOR

**ESTUDO DE CASO: REDIMENSIONAMENTO DE UMA BOMBA  
CENTRÍFUGA E AVALIAÇÃO DE MELHORIAS NO SISTEMA DE  
ENCANAMENTO PARA AUMENTO DA CAPACIDADE DE BOMBEAMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Curso de Graduação em  
Engenharia Química da Universidade  
Federal de Pernambuco, como requisito  
parcial para a obtenção do grau de  
Bacharel em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. Florival Rodrigues de Carvalho

Recife

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Nascimento Júnior, Juarez Dantas do.

Estudo de caso: Redimensionamento de uma bomba centrífuga e avaliação de melhorias no sistema de encanamento para aumento da capacidade de bombeamento / Juarez Dantas do Nascimento Júnior. - Recife, 2023.

54 : il., tab.

Orientador(a): Florival Rodrigues de Carvalho

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Química - Bacharelado, 2023.

Inclui referências, apêndices.

1. Bomba Centrífuga. 2. Mecânica dos Fluidos. 3. Fenômenos de Transporte. 4. Perda de Carga. I. Carvalho, Florival Rodrigues de. (Orientação). II. Título.

660 CDD (22.ed.)

JUAREZ DANTAS DO NASCIMENTO JÚNIOR

**ESTUDO DE CASO: REDIMENSIONAMENTO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA E  
AVALIAÇÃO DE MELHORIAS NO SISTEMA DE ENCANAMENTO PARA  
AUMENTO DA CAPACIDADE DE BOMBEAMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Curso de Engenharia Química  
da Universidade Federal de Pernambuco,  
como requisito parcial para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Química.

Aprovado em: 04/05/2023

**BANCA EXAMINADORA**

Documento assinado digitalmente



FLORIVAL RODRIGUES DE CARVALHO

Data: 08/05/2023 11:50:28-0300

Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

Prof. Dr. Florival Rodrigues de Carvalho (Orientador)  
Universidade Federal de Pernambuco

Documento assinado digitalmente



LUCIANO COSTA ALMEIDA

Data: 08/05/2023 15:24:37-0300

Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

Prof. Dr. Luciano Costa Almeida (Examinador Interno)  
Universidade Federal de Pernambuco

Documento assinado digitalmente



CLAUDIA JESSICA DA SILVA CAVALCANTI

Data: 08/05/2023 13:00:26-0300

Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

Profa. Dra. Cláudia Jessica da Silva Cavalcanti (Examinadora Interna)  
Universidade Federal de Pernambuco

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar, à minha mãe, Maria de Lourdes, que mesmo sem saber ler e escrever me proporcionou todo o apoio e incentivo que precisei para chegar até aqui. Ao meu falecido pai, Juarez Dantas, que me serviu de inspiração para continuar estudando mesmo após a sua partida.

Aos meus irmãos, Jucicleide e Jucicleyton, por me acompanharem e darem apoio durante toda a graduação. À minha namorada, Joicy Taylaine, por me apoiar e compartilhar momentos felizes ao meu lado durante a graduação.

Aos meus colegas de faculdade, principalmente Jonatas Brito e Sara Pereira, por compartilharem momentos cansativos, porém felizes, durante toda a graduação.

Ao professor Florival Rodrigues, orientador do meu TCC, pelo apoio necessário à realização deste trabalho e a todos os professores que, direta ou indiretamente, contribuíram para a minha formação acadêmica.

À Alpek Polyester pela oportunidade de estágio que foi fundamental para o meu crescimento profissional, onde desenvolvi novas competências e habilidades.

Aos engenheiros da Alpek: Bruno Savulo, coordenador do meu estágio, e Everaldo Dantas, orientador do meu estágio, e Max Tito, que me orientou no presente trabalho, pelo aprendizado e oportunidade de crescimento profissional que me concederam.

Aos companheiros de trabalho Handerson Marinho, Flora Teixeira, Gabriel Melik, Gilcimar Evangelista, João Cortial por todo apoio, companheirismo e solidariedade nos nossos movimentados dias de trabalho.

## RESUMO

O trabalho de bombeamento de fluidos na indústria petroquímica é uma atividade que necessita de atenção dos engenheiros químicos por apresentar oportunidades de otimização e redução de custos na cadeia de produção. Com base nisso, o presente trabalho teve como objetivo o dimensionamento de uma bomba centrífuga usada em uma indústria petroquímica tendo em vista a ocorrência de mudanças na vazão de descarga da bomba e na pressão requerida pelos consumidores, a fim de definir possíveis mudanças para o diâmetro do rotor e para a potência requerida pelo motor, além de propor mudanças de tubulação para aumentar a capacidade de produção. Para tanto, foi mapeado os trechos da tubulação; A configuração do sistema inicial, a proposta original e as três propostas de melhorias na tubulação de descarga da bomba foram definidas; Foi calculado as perdas de carga das tubulações de sucção e descarga da bomba; Checou-se a necessidade de aumentar o diâmetro do rotor da bomba e a necessidade de troca do motor. Realizou-se, então, uma pesquisa sobre perda de carga, mecânica dos fluidos, curva característica da bomba, curva característica do sistema, NPSH requerido, NPSH disponível, máquinas hidráulicas, potência da bomba, potência do motor e bombeamento de fluido com sólidos suspensos para garantir embasamento teórico. Diante disso, encontrou-se o valor do *head* total da bomba de 75,786 m, do *head* total corrigido de 83,743 m, do diâmetro do novo rotor de 389 mm da potência do motor requerida de 126 kW. Além disso, o diâmetro do antigo rotor era de 325 mm; a potência disponível era de 75 kW e a potência requerida do motor era de 58 kW. Por fim, através dos resultados das potências disponíveis e requeridas do motor e do tamanho dos diâmetros antes e após as alterações, verificou-se a necessidade das trocas do rotor e do motor da bomba com o intuito de atender às novas demandas.

Palavras-chave: Bomba centrífuga; Curva característica, Perda de carga; Mecânica dos fluidos; Sólidos suspensos.

## ABSTRACT

Fluid pumping in the petrochemical industry is an activity that needs attention from chemical engineers because it presents opportunities for optimization and cost reduction in the production chain. In this perspective, the objective of this work was to size a centrifugal pump used in a petrochemical industry considering the occurrence of changes in the discharge flow rate of the pump and in the pressure required by the consumers, in order to define possible changes for the diameter of the rotor and for the power required by the motor, in addition to proposing changes in piping to increase the production capacity. To do so, the sections of the piping were mapped; The initial system configuration, the original proposal and the three proposals for improvements in the pump discharge piping were defined; The head losses of the pump's suction and discharge piping were calculated; The need to increase the diameter of the pump's rotor and the need to change the motor were checked. Research was then carried out on pressure drop, fluid mechanics, pump characteristic curve, system characteristic curve, required NPSH, available NPSH, hydraulic machines, pump power, motor power and pumping of fluid with suspended solids to ensure theoretical background. Therefore, the total pump head of 75.786 m, the corrected total head of 83.743 m, the diameter of the new impeller of 389 mm, and the required motor power of 126 kW were found. In addition, the diameter of the old impeller was 325 mm; the available power was 75 kW and the required motor power was 58 kW. Finally, through the results of the available and required motor power and the size of the diameters before and after the changes, it was verified the need to change the pump rotor and motor in order to meet the new demands.

Keywords: Centrifugal Pump; Characteristic Curve, Head Loss; Fluid Mechanics; Suspended Solids.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Relação entre pressão, elevação e velocidade do Teorema de Bernoulli.....	17
Figura 2 -	Diagrama de Moody para o cálculo do fator de atrito (f) em regime turbulento e laminar.....	19
Figura 3 -	Curva Característica do Sistema.....	22
Figura 4 -	Curva Característica da Bomba.....	23
Figura 5 -	Ponto de trabalho da bomba obtida da sobreposição entre as curvas da bomba e do sistema.....	24
Figura 6 -	Curvas da bomba e suas eficiências em razão do tamanho do rotor (mm)....	25
Figura 7 -	Rotor de bomba centrífuga danificado pela cavitação.....	26
Figura 8 -	Desenho isométrico da configuração inicial contendo a bomba G-1, o vaso de fornecimento F-1 e os vasos de descarga H-1, H-2, H-3.....	32
Figura 9 -	Desenho isométrico da proposta original contendo a bomba G-1, o vaso de fornecimento F-1 e os vasos de descarga H-4 e H-5.....	33
Figura 10 -	Sistema de Tubulação-bomba na Configuração Inicial.....	34
Figura 11 -	Sistema de Tubulação-bomba na Proposta Original.....	35
Figura 12 -	Proposta 1 para o Novo Sistema de Tubulação-bomba.....	36
Figura 13 -	Proposta 2 para o Novo Sistema de Tubulação-bomba.....	36
Figura 14 -	Proposta 3 para o Novo Sistema de Tubulação-bomba.....	37
Figura 15 -	Curva característica da bomba após as mudanças no sistema de tubulação.....	43
Figura 16 -	Curva característica de uma bomba em operação com rotor de 389 mm e curva do sistema com 42% de sólidos.....	46



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Dados relevantes dos vasos que circundam a bomba G-1, tanto na descarga quanto na sucção.....	30
Tabela 2 -	Informações relevantes das condições de operação dos sistemas analisados.....	34
Tabela 3 -	Informações universais do sistema estudado para o cálculo da perda de carga.....	38
Tabela 4 -	Informações dos trechos nas tubulações de sucção para o cálculo da perda de carga no antigo sistema de bombeamento.....	38
Tabela 5 -	Informações dos trechos nas tubulações de descarga para o cálculo da perda de carga no antigo sistema de bombeamento.....	38
Tabela 6 -	Informações sobre os novos trechos da sucção do novo sistema de bombeamento proposto inicialmente.....	39
Tabela 7 -	Informações sobre os novos trechos da descarga do novo sistema de bombeamento proposto inicialmente.....	39
Tabela 8 -	Comparativo do trecho 4 de descarga entre a proposta inicial e as propostas 1, 2 e 3.....	40
Tabela 9 -	Perda de carga nos trechos da sucção da bomba G-1 para todos os casos analisados.....	41
Tabela 10 -	Perdas de carga nos trechos da descarga da bomba G-1 para todos os casos analisados.....	41
Tabela 11 -	Pressão na sucção, pressão na descarga, <i>head</i> total e <i>head</i> total corrigido para as situações propostas.....	42
Tabela 12 -	Apresentação do NPSH requerido, NPSH disponível, da Potência hidráulica, da Potência de eixo e da Potência do motor, bem como de suas respectivas eficiências.....	45
Tabela 13 -	Avaliação do incremento da receita anual para as três propostas comparando com a proposta original.....	47
Tabela 14 -	Avaliação de economia de energia elétrica para os casos estudados comparado com a proposta inicial.....	48

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

$\rho$	Peso específico do fluido
API 610	American Petroleum Institute Standard 610
D	Diâmetro interno da Tubulação
f	Coefficiente de Atrito (adimensional)
g	Aceleração da gravidade
HI	Hydraulic Institute
$H_L$	Perda de carga dos trechos retos
$H_{LM}$	Perda de carga localizada
$H_{PD}$	Perda de Carga total
L	Comprimento Reto da Tubulação
$NPSH_{Req}$	Net Positive Suction Head Required ou carga positiva de sucção Requerido
$NPSH_{Disp}$	Net Positive Suction Head Available ou carga positiva de sucção Disponível
P	pressão do fluido
Pot	Potência
Re	Número de Reynolds
V	Velocidade média do escoamento
Z	Altura de Elevação

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
1.1 OBJETIVOS.....	15
1.1.1 Objetivo Geral .....	15
1.1.2 Objetivos Específicos.....	15
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>16</b>
2.1 CLASSIFICAÇÃO DE BOMBAS.....	16
2.2 PRINCIPAIS COMPONENTES DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA.....	16
2.3 CLASSIFICAÇÃO DO ESCOAMENTO.....	16
2.4 TEOREMA DE BERNOULLI .....	17
2.5 PERDA DE CARGA.....	19
2.5.1 Perda de Carga Normal .....	19
2.5.2 Perda de Carga Localizada.....	21
2.6 CURVA CARACTERÍSTICA DO SISTEMA .....	21
2.7 CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA .....	23
2.8 DETERMINAÇÃO DO PONTO DE TRABALHO .....	24
2.8.1 Variações no Tamanho do Rotor .....	25
2.9 CAVITAÇÃO .....	26
2.10 ALTURA DE SUCÇÃO POSITIVA LÍQUIDA (NPSH - REQUERIDO E DISPONÍVEL) .....	27
2.10.1 NPSH e Cavitação.....	27
2.10.1.1 NPSH Disponível ( $NPSH_{disp}$ ) .....	28
2.10.1.2 NPSH Requerido ( $NPSH_{req}$ ) .....	28
2.11 BOMBEAMENTO DE FLUIDO COM A PRESENÇA DE SÓLIDOS SUSPENSOS... 28	
2.12 CÁLCULO DAS POTÊNCIAS (HIDRAÚLICA, DE EIXO E DO MOTOR) .....	29
<b>3 METODOLOGIA.....</b>	<b>31</b>
3.1 VASOS DE SUCÇÃO E DE DESCARGA DA BOMBA.....	31
3.2 SISTEMA DE TUBULAÇÕES.....	32

<b>3.2.1 Antigo Sistema de Bombeamento (Condição Inicial) .....</b>	<b>35</b>
<b>3.2.2 Proposta inicial do novo sistema de bombeamento .....</b>	<b>35</b>
<b>3.2.3 Novas propostas para o novo sistema de bombeamento .....</b>	<b>36</b>
3.3 BOMBA CENTRÍFUGA (G-1).....	38
3.4 TUBULAÇÕES NA SUCÇÃO E NA DESCARGA DA BOMBA G-1 .....	38
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>42</b>
4.1 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NA SUCÇÃO E NA DESCARGA DA BOMBA .	42
4.2 PRESSÃO DE SUCÇÃO E DESCARGA, NPSH DISPONÍVEL, NPSH REQUERIDO, <i>HEAD</i> TOTAL E <i>HEAD</i> TOTAL CORRIGIDO .....	43
4.3 CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA.....	43
4.4 NPSH DISPONÍVEL, POTÊNCIA HIDRÁULICA, POTÊNCIA DE EIXO E POTÊNCIA DO MOTOR PARA AS CINCO CONFIGURAÇÕES .....	45
4.5 COMPARAÇÕES ENTRE AS CONFIGURAÇÕES ESTUDADAS .....	47
<b>4.5.1 Análise do Incremento da Produção Comparando as Operações entre a Proposta Original e as Novas Propostas .....</b>	<b>48</b>
<b>4.5.2 Análise da Redução do Gasto Anual de Energia Elétrica Comparando as Operações entre a Proposta Original e as Novas Propostas .....</b>	<b>49</b>
<b>5 CONCLUSÕES .....</b>	<b>51</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>52</b>
<b>APÊNDICE A - CURVA CARACTERÍSTICA ADAPTADA DA BOMBA EM OPERAÇÃO. ....</b>	<b>54</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Segundo Cremasco (2015), as atividades industriais possuem, através do suprimento de alimentos, matérias-primas e bens de consumo, uma relevante contribuição para o crescimento e a manutenção da sociedade atual. Certamente, sem o pleno funcionamento das indústrias, junto às tecnologias e aos maquinários industriais desenvolvidos ao longo dos anos, a sociedade não teria se estabelecido como é observada atualmente, tanto em quantidade como em qualidade de vida e bem-estar dos indivíduos.

Pode-se destacar a engenharia química dentre as diversas áreas de atuação industrial. A engenharia química é a engenharia responsável pela criação de novos produtos e processos de fabricação, pelo tratamento de águas e esgotos, pela reciclagem e controle de poluição, pelo planejamento e supervisão das operações e processos na indústria química e pela definição do processo de produção, dos recursos materiais, equipamentos, processos de segurança, da estocagem e movimentação das matérias-primas e da produção na indústria química (CREMASCO, 2015).

Dentro de uma indústria química, a movimentação de fluidos entre as etapas do processo produtivo é feita através de máquinas geratrizes (comumente chamadas de bombas hidráulicas). Bombas são máquinas que recebem trabalho mecânico e o transformam em energia hidráulica cuja finalidade é realizar o deslocamento de um fluido por escoamento. Geralmente, o trabalho mecânico é fornecido por uma fonte motora (motor ou turbina) em forma de energia elétrica que, posteriormente, será transferida ao fluido sob a forma de energia de pressão (onde há um aumento da pressão do líquido) e/ou energia cinética (onde há um aumento da velocidade de escoamento do líquido) (MACINTYRE, 1997).

Segundo Fox & McDonalds (2014), há dentre diversos tipos de bombas, as bombas centrífugas que são de fluxo radial, em que a trajetória do fluido é essencialmente radial, com mudanças significativas de raio, da entrada para a saída.

As bombas centrífugas são constituídas por seus respectivos elementos: rotor, voluta, difusor, eixo, anéis de desgaste, caixa de selagem (gaxetas e selo mecânico) e mancais. Entretanto, o rotor é a alma da bomba, pois ele é o responsável por toda a energia cinética transmitida para o fluido (SCHWARZ, 2020).

O rotor ou impulsor é o componente que transforma a energia de rotação em energia de velocidade/pressão. O corpo espiral ou voluta é o componente que transforma a energia de velocidade que o rotor desenvolveu em energia de pressão. O corpo espiral possui áreas de seções crescentes em toda a volta do rotor até o bocal de descarga da bomba. O eixo transmite o torque do acionador ao rotor. A caixa de selagem tem a função de selar os componentes

internos e o fluido do meio externo, geralmente usando um fluido de selagem para isso. Por fim, os mancais têm a função de suportar o peso do corpo girante, forças radiais e axiais do rotor que ocorrem durante sua operação (COELHO, 2006).

A relação entre a energia cedida pela bomba ao líquido e a energia que foi recebida da fonte motora determina o rendimento da bomba. O dimensionamento adequado da operação de bombeamento requer a seleção de uma bomba que opere a um custo mínimo com máxima eficiência. Na escolha de uma bomba para determinada aplicação, vários fatores devem ser considerados. Considera-se, principalmente, determinar o local de instalação da bomba e os trechos de sucção e descarga (recalque) do sistema. O trecho de sucção compreende a tubulação e seus acessórios entre o tanque onde se quer bombear o fluido e a entrada da bomba. O trecho de descarga compreende a tubulação e seus acessórios entre a saída da bomba e o (s) tanque (s) para onde se quer bombear o fluido (SILVA; VIEIRA; PINTO, 2019).

Um rotor é projetado para fornecer uma descarga  $Q$ , com uma altura manométrica  $H$ , quando trabalhando com  $n$  rotações por minuto. Os demais dados de projeto da bomba são: pressão requerida (altura manométrica ou de projeto), vazão volumétrica, propriedades do fluido (como densidade, viscosidade, propriedades de fluxo para fluidos não newtonianos), perdas de carga na tubulação nos trechos de sucção e descarga (recalque) e temperatura e pressão de vapor do fluido. É então calculada a potência requerida pelo motor, após definir as condições do fluido, dos trechos de sucção e descarga e o dimensionamento do rotor (MACINTYRE, 1997).

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Redimensionamento de uma bomba centrífuga após mudanças da pressão e da vazão requeridas na descarga.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Mapear os trechos da tubulação para calcular a perda de carga antes da sucção e após a descarga da bomba;
- Calcular as perdas de carga das tubulações na sucção e na descarga da bomba;
- Checar a necessidade de aumento no diâmetro do rotor da bomba;
- Checar a necessidade de troca do motor caso a nova potência requerida seja maior que a potência disponível pelo motor após as mudanças do sistema;
- Propor mudanças no trecho de tubulação para ganhar capacidade de vazão de descarga e analisar os possíveis aumentos na vazão de descarga e redução no custo energético.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 CLASSIFICAÇÃO DE BOMBAS

As bombas volumétricas possuem como característica principal que uma partícula líquida em contato com o órgão que comunica a energia tem aproximadamente a mesma trajetória que a do ponto do órgão com o qual está em contato. As bombas dinâmicas são caracterizadas por possuírem um órgão rotatório dotado de pás, chamado rotor, que exerce sobre o líquido forças que resultam da aceleração que lhe imprime. Essa aceleração, ao contrário do que se verifica nas bombas de deslocamento positivo, não possui a mesma direção e o mesmo sentido do movimento do líquido em contato com as pás (MACINTYRE, 1997).

Bombas volumétricas são mais comumente usadas para baixas vazões, altas pressões e para fluidos de viscosidade alta. Na indústria naval e petrolífera vê-se seu uso para transferência de borra, óleo lubrificante ou combustível ou óleo de alimentação. Bombas Dinâmicas ou turbo máquinas são usadas para altas vazões, baixas pressões e fluido menos viscoso. Na indústria naval e petrolífera vê-se seu uso como bombas centrífugas de acionamento elétrico ou por turbinas a vapor para serviços de água. (SOUZA, 2015).

### 2.2 PRINCIPAIS COMPONENTES DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA

A bomba centrífuga possui uma construção básica composta de três partes: impelidor, carcaça e eixo. Impelidor ou rotor é um disco com pás radiais e curvas centrífugas para o líquido. O fluido centrifugado pelo impelidor é coletado por uma carcaça. O impelidor é conectado a um eixo, o qual é suportado pelo mancal. Na extremidade livre do eixo é montado um acoplamento, que recebe a energia mecânica de um motor elétrico, diesel ou turbina a vapor. O fluido centrifugado pelo impelidor e coletado pela carcaça tem sua pressão aumentada, o que torna necessário um efetivo sistema de vedação, montado na caixa de vedação, peça intermediária entre a carcaça e o eixo (LOESER, 2011).

### 2.3 CLASSIFICAÇÃO DO ESCOAMENTO

O Número de Reynolds, Equação 1, é uma grandeza adimensional que caracteriza o movimento de fluidos, sendo definido pela razão entre forças inerciais e forças viscosas (Silva, 2017).



$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1)$$

Onde:

V (m/s) - Velocidade média do escoamento

D (m) - Diâmetro interno da tubulação

$\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) - Massa específica

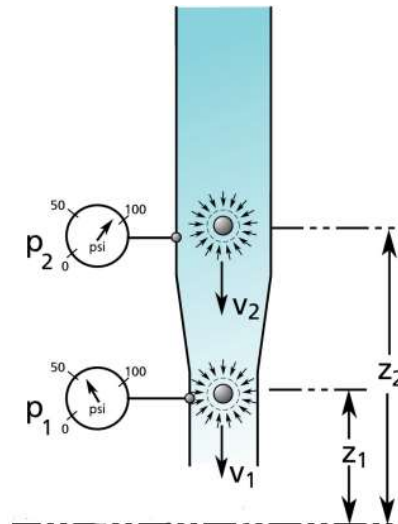
$\mu$  (kg/m.s) - Viscosidade Absoluta

Para o número de Reynolds inferiores a 2300, o fluxo de tubulação será laminar. Para o número de Reynolds 2300-4000 o regime de escoamento será considerado de transição. O regime turbulento ocorre em números de Reynolds acima de 4000. A viscosidade do fluido, que é função da temperatura, está relacionada com a tendência de um escoamento tornar-se laminar ou turbulento. Fluidos com baixas viscosidades são mais fáceis de atingir uma condição de escoamento turbulento (FOX; MCDONALDS, 2014).

## 2.4 TEOREMA DE BERNOULLI

Existem três formas de energia que estão relacionadas e sempre ocorrem juntas em um sistema de fluido, são elas: energia potencial, energia cinética e energia de pressão. Há uma relação entre as energias associadas à elevação (potencial), pressão e velocidade de partículas fluidas (cinética). Os termos de energia são: a energia de elevação (Z), a energia de pressão ( $p/\rho g$ ) e a energia de velocidade ( $v^2/2g$ ). O Teorema de Bernoulli afirma que a soma desses 3 tipos de energia deve ser constante, uma vez que a energia não pode ser perdida segundo o Princípio de Conservação de Energia (CHAURETTE, 2003). Ou seja, a energia no ponto 1 deve ser igual à energia no ponto 2, de acordo com a Figura 1.

Figura 1 - Relação entre pressão, elevação e velocidade do Teorema de Bernoulli.



Fonte: Chaurette (2003).

A Equação de Bernoulli expressa a relação entre o *head* de elevação ( $Z$ ), o *head* de pressão ( $p/\rho g$ ), e o *head* de velocidade ( $v^2/2g$ ). A soma das três formas de energia deve ser constante de acordo com a Equação 2:

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = \text{Constante} \quad (2)$$

Onde:

$P$  (kgf/cm<sup>2</sup>) - Pressão do fluido

$\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) - Peso específico do fluido

$g$  (m/s<sup>2</sup>) - Aceleração da gravidade

$V$  (m/s) – Velocidade do fluxo no flange de sucção

$Z$  (m) – Altura de elevação

Ou pode-se descrever a relação entre os níveis de energia de partículas fluidas em pontos 1 e 2 conforme descrito na Equação 3:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (3)$$

A Equação de Bernoulli será expandida posteriormente para incluir o *Head* Total da bomba e o termo da perda de carga. É importante neste ponto fazer uma distinção clara entre pressão e carga. *Head* é um termo genérico para um tipo de energia específica (elevação, pressão ou velocidade). Quando precisarmos calcular a pressão em um ponto específico de

um sistema, estamos falando de calcular o seu *Head* de pressão (CHAURETTE, 2003).

## 2.5 PERDA DE CARGA

A perda de carga entre dois pontos de uma tubulação ou dispositivo de escoamento pode ser definida como o abaixamento da linha energética entre os pontos referidos (CHAURETTE, 2003). Com isso, a introdução de um termo ( $h_{pd}$ ) associado à perda de energia produzida pela fricção das partículas do fluido entre si e com as paredes internas que delimitam o escoamento, permite sua utilização em situações reais (GARCIA, 2016). A Equação 4 apresenta o teorema de Bernoulli aplicado para situações reais, com o termo da perda de carga.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_{pd} \quad (4)$$

Em que:

$h_{pd}$  (m) – Perda de carga total em um trecho de tubulação

Os índices 1 e 2, nos termos de velocidade, altura (h) e pressão, estão vinculados, respectivamente, às parcelas de energia cinética, potencial e de pressão em duas seções transversais ao escoamento do fluido.

As perdas de carga podem ser classificadas como perdas em trecho reto, chamadas de perda de carga normal ( $h_L$ ), e perdas em acidentes, chamadas de perda de carga localizada ( $h_{LM}$ ). A Equação 5 apresenta a relação das perdas de carga normal e localizada.

$$h_{pd} = h_L + h_{LM} \quad (5)$$

Em que:

$H_L$  (m) – Perda de carga dos trechos retos da tubulação

$H_{LM}$  (m) – Perda de carga localizada das conexões da tubulação

### 2.5.1 Perda de Carga Normal

A perda de carga em escoamentos permanentes e uniformes de fluidos reais através de tubos de seção cilíndrica, pode ser calculada pela Equação de Darcy-Weisbach. A Equação 6 é usada para o cálculo da perda de carga normal.

$$h_l = f \left( \frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (6)$$

Onde:

$f$  (adimensional) - Coeficiente de Atrito

$L$  (m) - Comprimento Reto da Tubulação

$D$  (m) - Diâmetro da tubulação

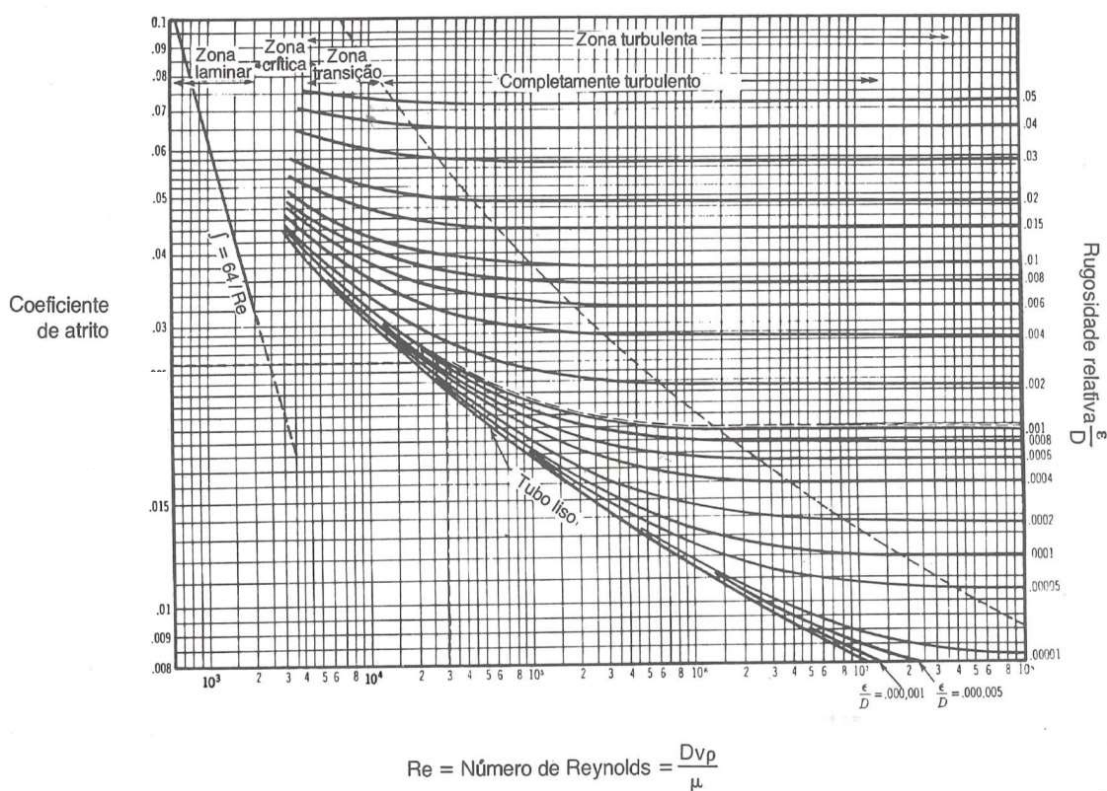
Para determinar o valor do coeficiente de atrito  $f$ , precisa-se analisar primeiramente o tipo de escoamento pelo número de Reynolds.

Para escoamento laminares, o fator  $f$  será descrito pela Equação 7:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (7)$$

Para escoamento turbulentos, o fator  $f$  pode ser encontrado usando o Diagrama de Moody mostrado na Figura 2.

Figura 2 - Diagrama de Moody para o cálculo do fator de atrito ( $f$ ) em regime turbulento e laminar.



Fonte: Mattos & Falco (1998).

Para escoamentos completamente turbulento e com alta rugosidade, o Número de Reynolds não influencia no valor de  $f$ , tornando as linhas de rugosidade relativa ( $e/D$ ) paralelas no Diagrama de Moody.

### 2.5.2 Perda de Carga Localizada

A perda de carga localizada é a perda de carga devido aos acidentes como válvulas e curvas. A Equação 8 apresenta a equação para o cálculo dessa perda.

$$h_{lm} = K \left( \frac{V^2}{2g} \right) \quad (8)$$

Em que:

$K$  (adimensional) – Coeficiente de perda de carga localizada

O coeficiente de perda de carga localizada ( $K$ ) depende do tamanho e da forma da protrusão do conector e, devido à variabilidade morfológica (forma e tamanho) de fabricação, os conectores de emissores comerciais requerem investigação experimental particular (CARDOSO; FRIZZONE, 2007). As informações sobre os acidentes podem ser obtidas a partir de dados fornecidos pelos fabricantes dos conectores.

## 2.6 CURVA CARACTERÍSTICA DO SISTEMA

Para determinar o desempenho de uma bomba deve ser calculado a *Head* Total (m) da bomba em função da variação da vazão ( $Q$ ). É usado a Equação 9 para o cálculo da altura manométrica total a partir de uma dada vazão (FOX; MCDONALDS, 2014).

$$H_{Total} = \left( \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_{Descarga} - \left( \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_{Sucção} + h_{pd} \quad (9)$$

Onde:

$H_{Total}$  (m) – *Head* Total do Sistema de bombeamento

Através da Equação 9 e considerando as velocidades na sucção e na descarga constantes, pode-se obter as Equações 10 e 11.

$$P_{Sucção} = \left( \frac{P_{origem}}{\rho g} + \rho g Z - \rho g h_{pd} \right)_{Sucção} \quad (10)$$

$$P_{Descarga} = \left( P_{Destino} + \rho g Z + \rho g h_{pd} \right)_{Descarga} \quad (11)$$

Em que:

$P_{Origem}$  (Pa) – Pressão na saída do vaso de alimentação na sucção da bomba

$P_{Sucção}$  (Pa) – Pressão do fluido na entrada da bomba

$P_{Destino}$  (Pa) – Pressão na entrada do vaso receptor na descarga da bomba

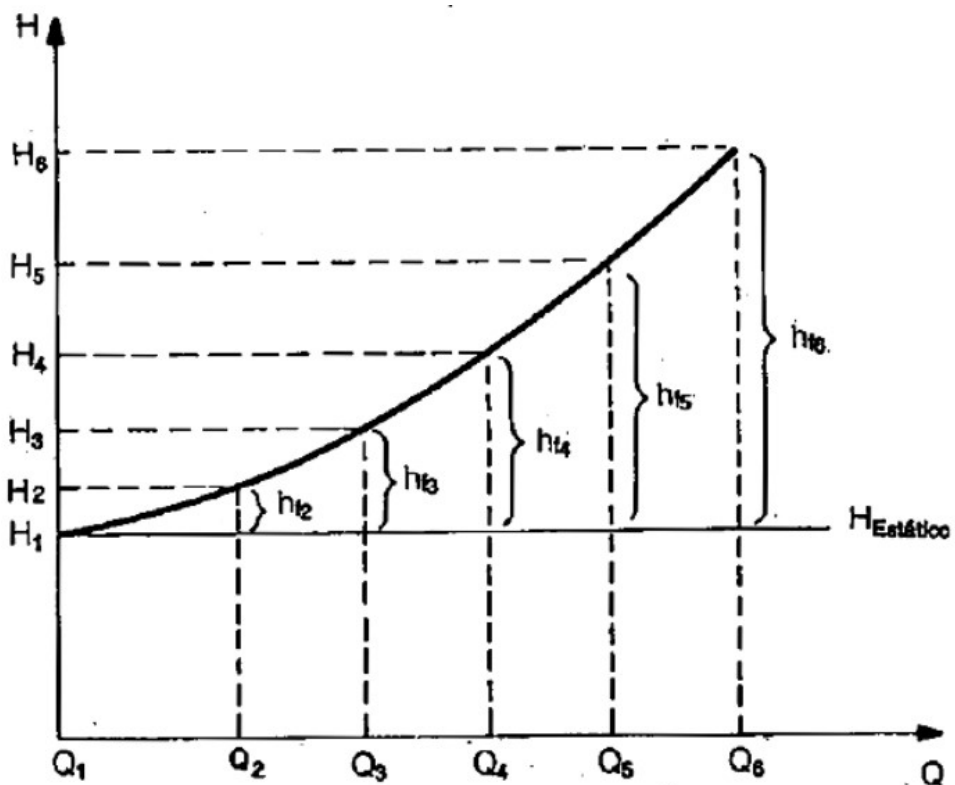
$P_{Descarga}$  (Pa) – Pressão do fluido na saída da bomba

Pode-se obter a Equação 12 partindo como base as equações 9, 10 e 11:

$$H_{Total} = (P_{descarga} - P_{sucção}) / \rho g \quad (12)$$

A variação vai desde o bloqueio (vazão zero) até a descarga máxima, por meio da variação de carga do máximo até o mínimo. Finalmente, a Figura 3 apresenta as características calculadas em unidades desejadas de engenharia.

Figura 3 - Curva Característica do Sistema.

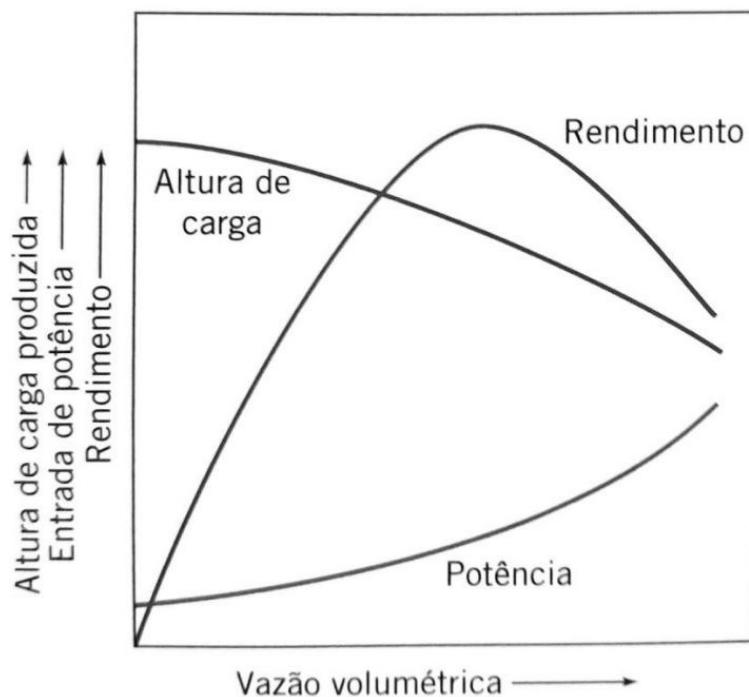


Fonte: Mattos& Falco (1998).

## 2.7 CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA

A curva característica da bomba é fundamental para o processo de escolha da bomba ideal a se utilizar em um sistema com a curva característica do Sistema já estabelecida. A Figura 4 apresenta um modelo esquemático de como é uma curva característica de uma bomba.

Figura 4 - Curva Característica da Bomba.



Fonte: Fox & McDonalds (2014).

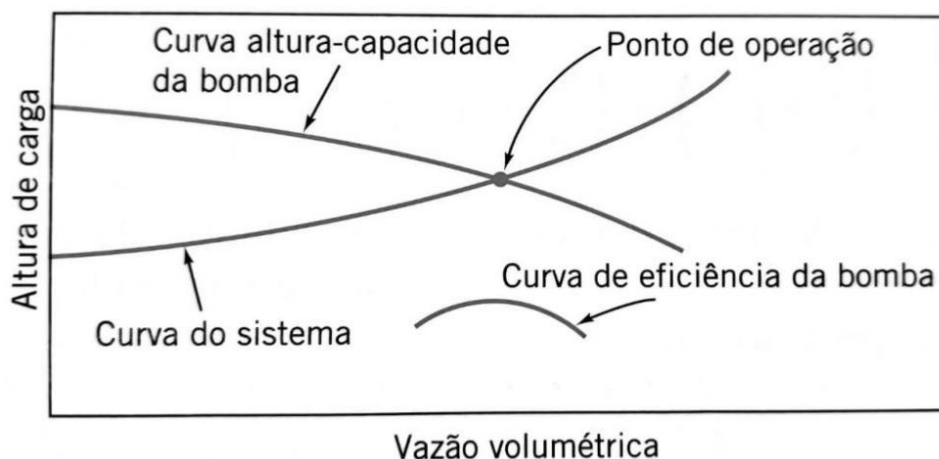
A folha característica da bomba deve apresentar as curvas da altura de carga, da potência, do NPSH requerido e do rendimento (eficiência). Geralmente, o fabricante da bomba é responsável por fornecer a curva característica da bomba (FOX; MCDONALDS, 2014).

## 2.8 DETERMINAÇÃO DO PONTO DE TRABALHO

Conforme visto na curva característica da bomba, uma bomba típica produz uma altura de carga menor conforme a vazão é aumentada. Por outro lado, a altura de carga requerida para manter o escoamento em um sistema de tubos aumenta com a vazão. Portanto, um sistema bomba-tubulação funcionará no ponto de operação, isto é, com a vazão para a qual a altura de carga da bomba e a altura de carga do sistema de tubulações coincidem (FOX; MCDONALDS, 2014). A Figura 5 apresenta graficamente o ponto de operação da bomba.



Figura 5 - Ponto de trabalho da bomba obtida da sobreposição entre as curvas da bomba e do sistema.



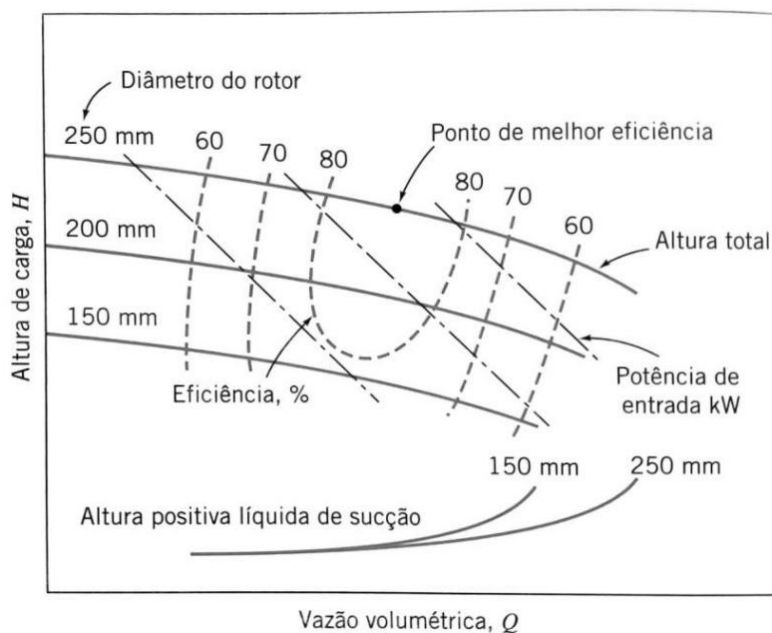
Fonte: Fox & McDonalds (2014).

O Sistema tubulação-bomba pode apresentar oscilações de vazão de operação, porém a vazão normal de operação se encontra sobreposto ao ponto de operação da bomba. A vazão mínima geralmente é limitada pela igualdade entre o NPSH requerido e o NPSH disponível. Já a vazão máxima é limitada pela altura de carga mínima que é necessária na descarga da bomba.

### 2.8.1 Variações no Tamanho do Rotor

A bomba é projetada para funcionar com certo par de valores  $Q$  e  $H$ , mas pode-se desejar que esta mesma bomba seja empregada com outros valores dessas grandezas. Quando, dentro do campo de valores correspondentes a rendimentos aceitáveis, não se conseguem esses valores para uma bomba, pode-se recorrer a variação do tamanho do rotor, que vem a ser o aumento ou a redução em seu diâmetro de modo a obter um diâmetro  $d_2$  diferente de  $d_1$ , sem alterar as demais peças da bomba e sem afetar as coroas entre as quais se acham as pás (MACINTYRE, 1997). A Figura 6 apresenta as diferentes curvas da bomba e as curvas de eficiência para um determinado diâmetro do rotor da bomba.

Figura 6 - Curvas da bomba e suas eficiências em razão do tamanho do rotor (mm).



Fonte: Fox & McDonalds (2014).

Nota-se que quanto maior é o diâmetro do rotor da bomba (mm) maior será a altura de carga ( $H$ ) e maior será a sua eficiência (%), em que diâmetro máximo do rotor é limitado pelo tamanho da carcaça da bomba e a capacidade de potência máxima do seu motor.

## 2.9 CAVITAÇÃO

A vaporização do fluido no interior da bomba provoca a formação de microbolhas. A implosão dessas bolhas no interior das palhetas cria corrosão e a corrosão danifica o impulsor. O projeto da bomba, a pressão e a temperatura do líquido que entra na sucção da bomba determinam se o fluido irá cavitatar ou não. À medida que o líquido passa pela bomba, a pressão cai; se for suficientemente baixa, o líquido vaporiza e produz pequenas bolhas. Essas bolhas são rapidamente comprimidas pela pressão criada pela palheta do impulsor em movimento rápido. A compressão cria o ruído característico da cavitação. Juntamente com o ruído, o choque das bolhas implodindo na superfície da palheta produz uma erosão gradual e corrosão que danifica o impulsor (CHAURETTE, 2003). A Figura 7 apresenta o rotor de uma bomba centrífuga danificado pela cavitação.

Figura 7 - Rotor de bomba centrífuga danificado pela cavitação.



Fonte: Coelho (2006).

## 2.10 ALTURA DE SUCÇÃO POSITIVA LÍQUIDA (NPSH - REQUERIDO E DISPONÍVEL)

### 2.10.1 NPSH e Cavitação

A expressão “NPSH” representa a energia em altura absoluta do líquido no flange de sucção da bomba acima da pressão de vapor deste líquido na temperatura de bombeamento, referenciada à linha de centro da bomba. Portanto, o fim prático do NPSH é impor limitações às condições de sucção, de modo a manter a pressão na entrada do rotor da bomba acima da pressão de vapor do líquido bombeado (OMEL, 2022).

Quando o NSPH requerido é maior que o NSPH disponível, em algum ponto do impulsor, ocorre uma vaporização instantânea, gerando cavitação, ou seja, ocorre uma vaporização instantânea onde as bolhas que se formam são empurradas até atingir zonas de maior pressão onde se condensam, provocando um som intenso. Trabalhar na região de cavitação, além do ruído da operação, causará vibração no equipamento e queda na vazão e na altura de bombeamento, causando também erosão nas peças de entrada durante a condução, interrupção do bombeamento, ou com o tempo causando a destruição total do impulsor (MARCHEGIANI, 2004). Portanto, para evitar a cavitação, deve-se cumprir a Equação 13:

$$NPSH_{Disp} > NPSH_{Req} \quad (13)$$

Onde:

$NPSH_{Disp}$  (m) – *Net Positive Suction Head Available* ou carga positiva de sucção Disponível

$NPSH_{Req}$  (m) – *Net Positive Suction Head Required* ou carga positiva de sucção Requerida

#### 2.10.1.1 NPSH Disponível ( $NPSH_{disp}$ )

É uma característica da instalação em que a bomba opera, e da pressão disponível do líquido no lado da sucção. O  $NPSH_{disp}$  pode ser calculado através da Equação 14.

$$NPSH_{Disp} = \frac{(P_s + P_{atm} - P_v)}{\rho g} + \frac{V_s^2}{2g} \pm Z_s \quad (14)$$

Onde:

$P_s$  (Pa) – Pressão relativa na sucção da bomba

$P_{atm}$  (Pa) – Pressão atmosférica

$P_v$  (Pa) – Pressão de vapor do líquido à temperatura de bombeamento

$V_s$  (m/s) – Velocidade do fluxo de líquido na sucção da bomba

+  $Z_s$  (m) – Altura de elevação na sucção da bomba

-  $Z_s$  (m) – Altura de queda na sucção da bomba

#### 2.10.1.2 NPSH Requerido ( $NPSH_{req}$ )

Normalmente, as curvas características de uma bomba incluem a curva de  $NPSH_{req}$  em função da vazão. Esta curva é uma característica própria da bomba e pode ser obtida experimentalmente nas bancadas de testes dos fabricantes. No teste para obtenção do  $NPSH_{req}$ , é utilizada como critério a queda de 3% na altura manométrica para uma determinada vazão. Este critério é adotado pela HI (Hydraulic Institute) e API 610 (American Petroleum Institute Standard 610).

### 2.11 BOMBEAMENTO DE FLUIDO COM A PRESENÇA DE SÓLIDOS SUSPENSOS

Através de testes operacionais de bombeamento de água com presença de sólidos suspensos com densidade próxima da água, foi possível construir uma correlação que relaciona a concentração de sólidos suspensos presentes no fluido com o *Head Total*.

A Equação 15 apresenta o fator de correção para um sistema de bombeamento de água com a presença de sólidos suspensos em concentrações que variam entre 30 a 50% de acordo com resultados empíricos.

$$F = \frac{(0,25 * X_{ss})}{100\%} \quad (15)$$

Em que:

F (adimensional) - Fator de correção do bombeamento de líquido com sólidos

$X_{ss}$  (w/w %) - Concentração de sólidos suspensos

Com F definido e levando em consideração a perda de eficiência de bombeamento do fluido, é possível encontrar o *Head* Total corrigido pela presença de sólidos no sistema.

A Equação 16 apresenta o cálculo do *Head* total corrigido ( $H_{\text{Corrigido}}$ ) através do *Head* Total (H) e do Fator de correção (F).

$$H_{\text{Corrigido}} = H_{\text{Total}} * (1 + F) \quad (16)$$

Em que:

$H_{\text{Corrigido}}$  (m) – *Head* Total quando usado líquido com presença de sólidos suspensos

## 2.12 CÁLCULO DAS POTÊNCIAS (HIDRAÚLICA, DE EIXO E DO MOTOR)

De acordo com McDonalds & Fox (2014), a transferência de energia entre o rotor e o fluido causa perdas por efeitos viscosos, por desvios do escoamento uniforme e por desvios de direção do escoamento em relação aos ângulos das pás. Por causa dessas perdas, a potência real entregue ao fluido por uma bomba é menor do que aquela prevista pela equação da quantidade de movimento angular. Ou seja, a potência real entregue ao eixo é menor do que a potência cedida pela corrente de fluido. A Equação 17 apresenta a potência hidráulica, dada pela taxa de energia mecânica cedida ao fluido.

$$Pot_{\text{Hidráulica}} = \rho * Q * g * H_{\text{Corrigido}} \quad (17)$$

Onde:

$Pot_{\text{Hidráulica}}$  (kW) – Potência usada pelo sistema de bombeamento para efetivamente bombear o fluido

A Equação 18 apresenta a fórmula para o cálculo da potência da bomba (de Eixo) levando em consideração as perdas no processo de conversão de energia mecânica em energia hidráulica.

$$Pot_{Eixo} = Pot_{Hidráulica}(1 + \varepsilon_{Bomba}) \quad (18)$$

Em que:

$Pot_{Eixo}$  (kW) – Potência transferida do motor para o eixo da bomba, desconsiderando as perdas de transmissão

$\varepsilon_{Bomba}$  (adimensional) – Eficiência da bomba em transferir a energia do eixo para o fluido

A Eficiência da bomba ( $\varepsilon_{Bomba}$ ) é encontrada através da curva característica da bomba. A Equação 19 apresenta a fórmula para o cálculo da potência do motor necessária para operar a bomba levando em consideração as perdas energéticas na conversão de energia elétrica para energia mecânica.

$$Pot_{Requerida} = Pot_{Eixo}(1 + \varepsilon_{Motor}) \quad (19)$$

Onde:

$Pot_{Req}$  (kW) – Potência fornecida pelo motor necessária para a operação da bomba, considerando todas as perdas

A eficiência do motor ( $\varepsilon_{Motor}$ ) é dada pelo fornecedor da bomba após resultados empíricos durante o teste do equipamento em ambiente controlado. A Potência Disponível ( $Pot_{Disp}$ ) é informada pelo fabricante do motor em que deve ser maior do que a potência requerida pelo motor conforme Equação 20.

$$Pot_{Disp} > Pot_{Requerida} \quad (20)$$

Em que:

$Pot_{Disp}$  (kW) – Potência máxima disponível por bomba em que deve ser dada pelo fornecedor.

### 3 METODOLOGIA

Tendo em vista que o projeto almeja o aumento tanto da pressão quanto da vazão dos consumidores do sistema de bombeamento, as informações necessárias para dimensionar e avaliar o rotor e o motor da bomba centrífuga estão descritas ao longo deste tópico.

Para se dimensionar uma bomba centrífuga é preciso definir as condições do vaso de sucção e do (s) vaso (s) de descarga, definir completamente o sistema de tubulações na sucção e na descarga, e, por fim, escolher a bomba mais adequada para o sistema levando em consideração as perdas de carga e a eficiência da bomba. O intuito deste trabalho é reutilizar a bomba do sistema após possíveis mudanças necessárias, tanto no rotor quanto no motor.

É detalhado, a seguir, as condições dos vasos de alimentação e descarga do fluido para as cinco configurações estudadas, a definição dos cinco sistemas avaliados, a curva característica completa da bomba usada e os sistemas de tubulação na sucção e na descarga da bomba.

#### 3.1 VASOS DE SUCÇÃO E DE DESCARGA DA BOMBA

As condições de operação dos vasos de sucção e de descarga influenciam diretamente a faixa de operação da bomba. É preciso estudar com cuidado as condições de operação normal e as condições máximas e mínimas para dimensionar a bomba. A Tabela 1 apresenta os dados relevantes sobre os vasos antes da sucção e depois da descarga da bomba G-1.

Tabela 1 - Dados relevantes dos vasos que circundam a bomba G-1, tanto na descarga quanto na sucção.

Vasos de alimentação e descarga					
Vaso	Posição	Pressão do vaso (bar)	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Elevação H (m)	T operação (°C)
F-1	Sucção	3,5	- *	3,145	149,0
H-1	Descarga	3,5	67,00	16,560	149,0
H-2	Descarga	3,5	67,00	16,560	149,0
H-3	Descarga	3,5	67,00	16,560	149,0
H-4	Descarga	5,0	122,04	18,978	152,0
H-5	Descarga	5,0	122,04	18,978	152,0

**Fonte:** O Autor (2023).

\* A vazão em F-1 varia de acordo com cada configuração estudada, conforme descrito na Tabela 2.

Vale ressaltar que, em todos os casos propostos abaixo, os consumidores estão sendo alimentados em paralelo de forma simultânea.

### 3.2 SISTEMA DE TUBULAÇÕES

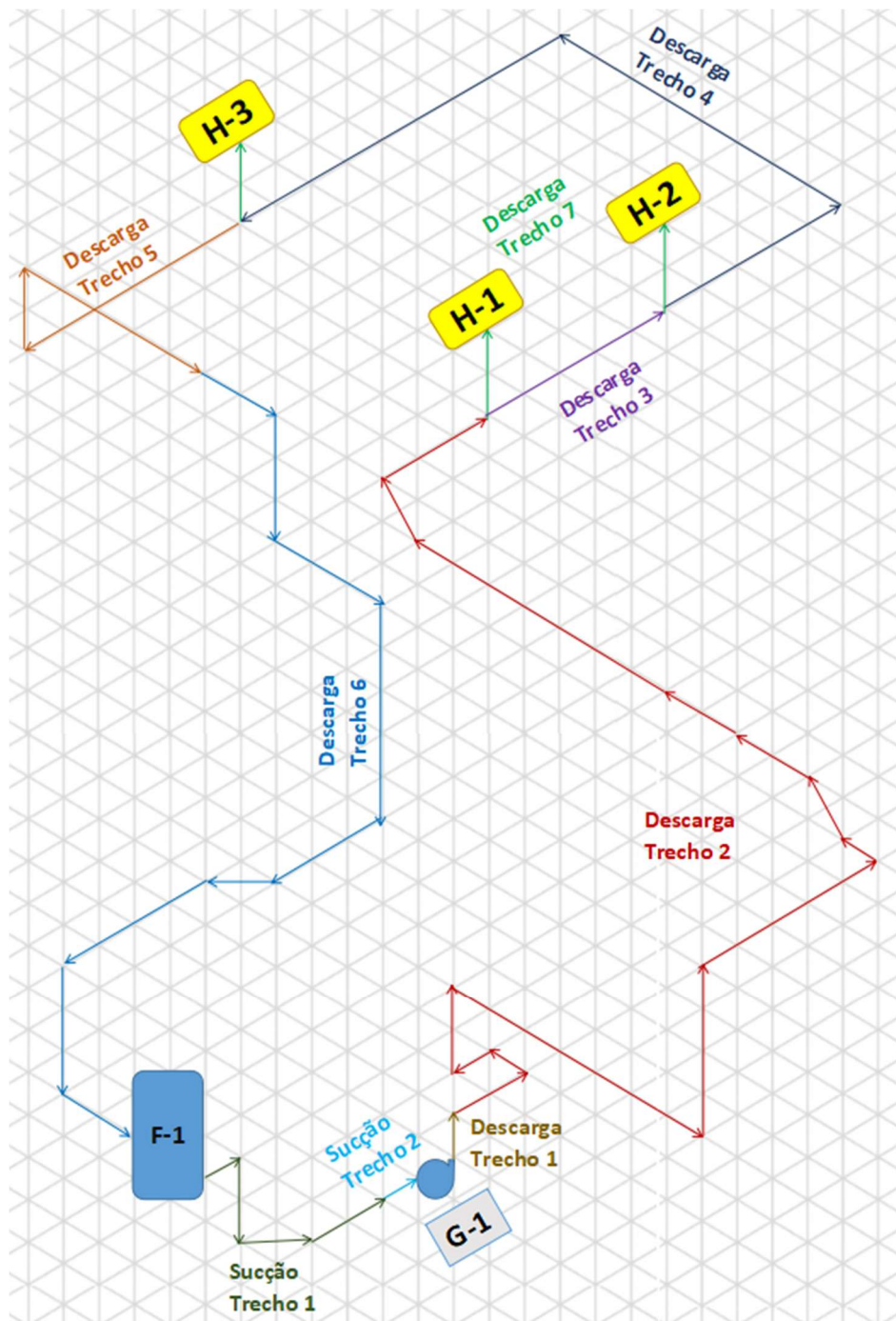
Conhecer o sistema de tubulação que influencia uma bomba centrífuga é primordial para o seu correto dimensionamento. É através do sistema de tubulações que se torna possível calcular a perda de carga total nos trechos de sucção e de descarga da bomba.

Em indústrias de médio e grande porte é comum que as linhas de tubulação sejam longas e complexas devido às limitações estruturais/físicas existentes (vigas, teto, escada de marinho, etc.) ou devido a grande quantidade de equipamentos ou auxiliares em espaços limitados, tanto do sistema principal quanto de sistemas auxiliares. Por isso, nesses casos, a forma e a disposição espacial das tubulações têm grande influência no dimensionamento da bomba, em que qualquer possível redução de trechos ou uso de conexões com suavização de curvas se torna uma opção viável para aumento na capacidade de bombeamento e/ou economia energética.

A Figura 8 apresenta o desenho isométrico simplificado do sistema de tubulação para a configuração inicial. O sistema foi desenhado com o objetivo de identificar e posicionar o local dos três consumidores, a bomba e o vaso de fornecimento do sistema de tubulações.



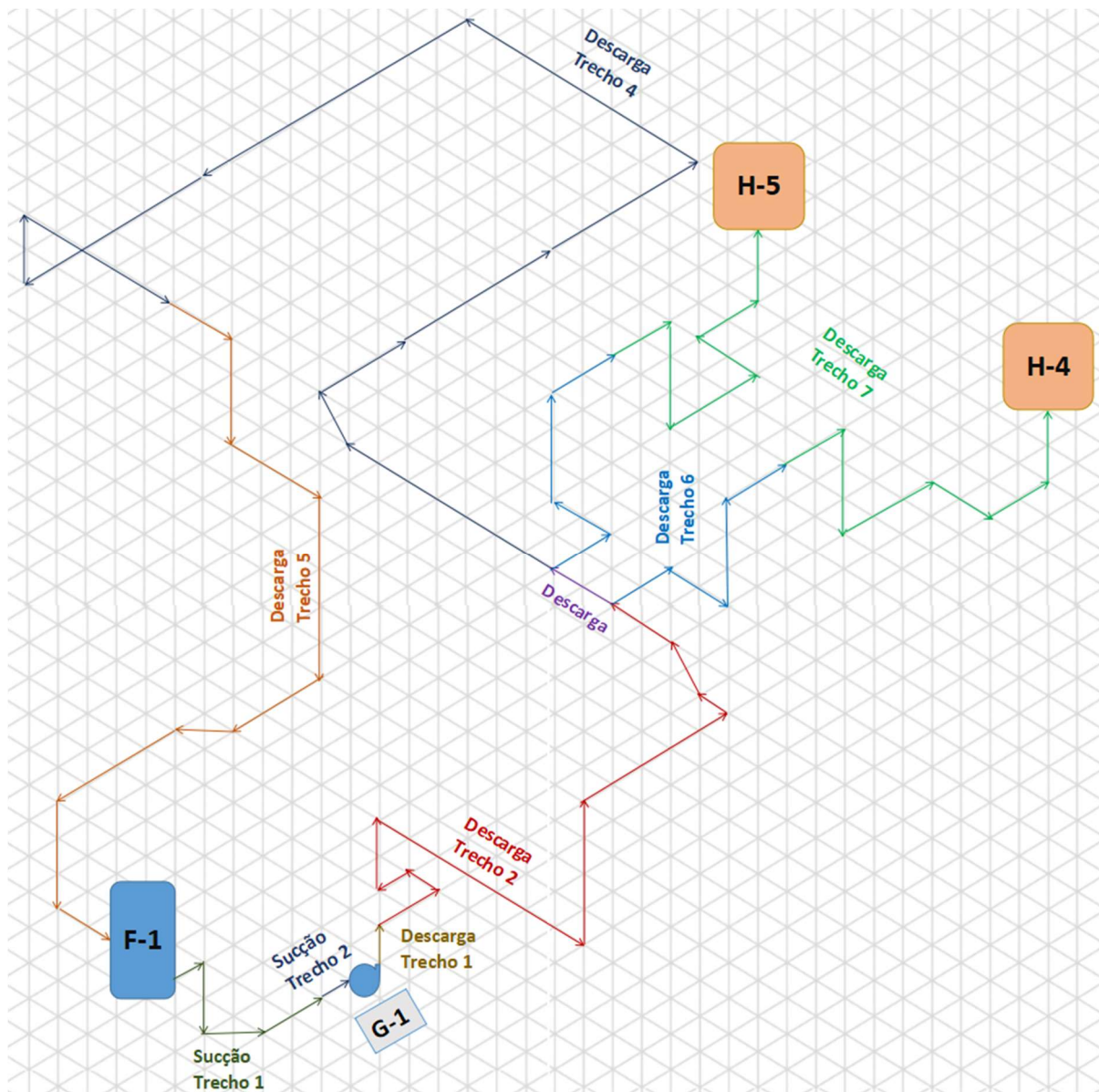
Figura 8 – Desenho isométrico da configuração inicial contendo a bomba G-1, o vaso de fornecimento F-1 e os vasos de descarga H-1, H-2, H-3.



Fonte: O Autor (2023).

Já a Figura 9 apresenta o desenho isométrico simplificado do sistema de tubulação para a proposta original. O sistema foi desenhado com o objetivo de identificar e posicionar o local dos dois consumidores, a bomba e o vaso de fornecimento do sistema de tubulações.

Figura 9 – Desenho isométrico da proposta original contendo a bomba G-1, o vaso de fornecimento F-1 e os vasos de descarga H-4 e H-5.



Fonte: O Autor (2023).

Foi estudado cinco configurações relevantes: o sistema antigo(que será chamado de condição inicial), a proposta original e três novas propostas. As novas propostas foram escolhidas para a análise com base na possibilidade de redução de gastos energéticos e de aumento da capacidade de produção através de mudanças no sistema de tubulação na descarga.

Cada sistema será detalhado adiante. A Tabela 2 apresenta de forma resumida as informações relevantes sobre cada sistema.

Tabela 2 - Informações relevantes das condições de operação dos sistemas analisados.

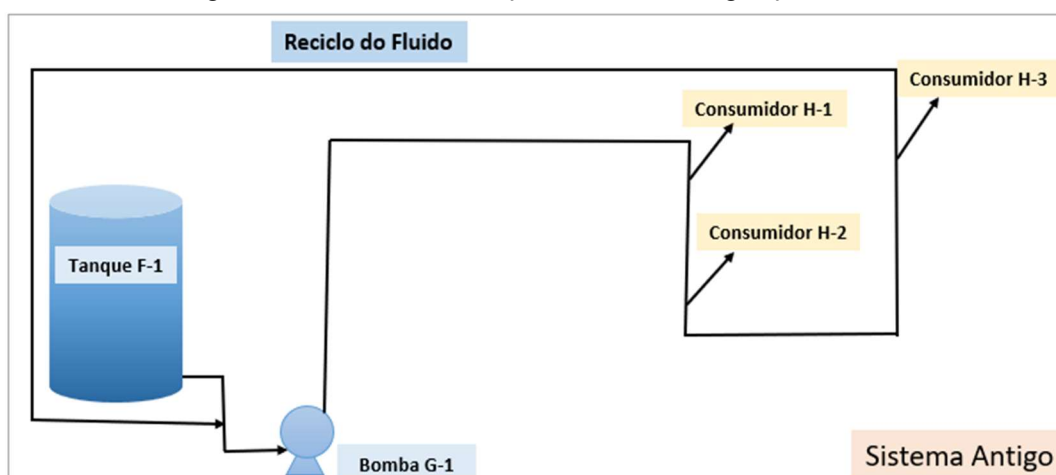
Sistema	Vazão de descarga da bomba (m³/h)	Consumidores (em paralelo)	Detalhamento da configuração
Condição Inicial	280,00	H-1, H-2 e H-3	Figura 10
Proposta Original	324,08	H-4 e H-5	Figura 11
Proposta 1	324,08	H-4 e H-5	Figura 12
Proposta 2	324,08	H-4 e H-5	Figura 13
Proposta 3	324,08	H-4 e H-5	Figura 14

Fonte: O Autor (2023).

### 3.2.1 Antigo Sistema de Bombeamento (Condição Inicial)

O antigo sistema de bombeamento é composto por um tanque de alimentação (F-1), uma bomba centrífuga (G-1) e três consumidores (H-1, H-2 e H-3). Além disso, vale ressaltar que a linha de sucção é bastante simples para contribuir com a prevenção da cavitação da bomba e que a linha de descarga é relativamente complexa, contendo longos trechos retos, diversos auxiliares (perda de carga localizada) e uma elevação (H) considerável. A bomba possui uma linha de reciclo, devido à alta concentração de sólidos suspensos presentes no fluido de trabalho, para evitar que haja a deposição de sólidos em algum trecho da tubulação de descarga. A Figura 10 apresenta o antigo sistema de bombeamento de forma simplificada.

Figura 10 - Sistema de Tubulação-bomba na Configuração Inicial.



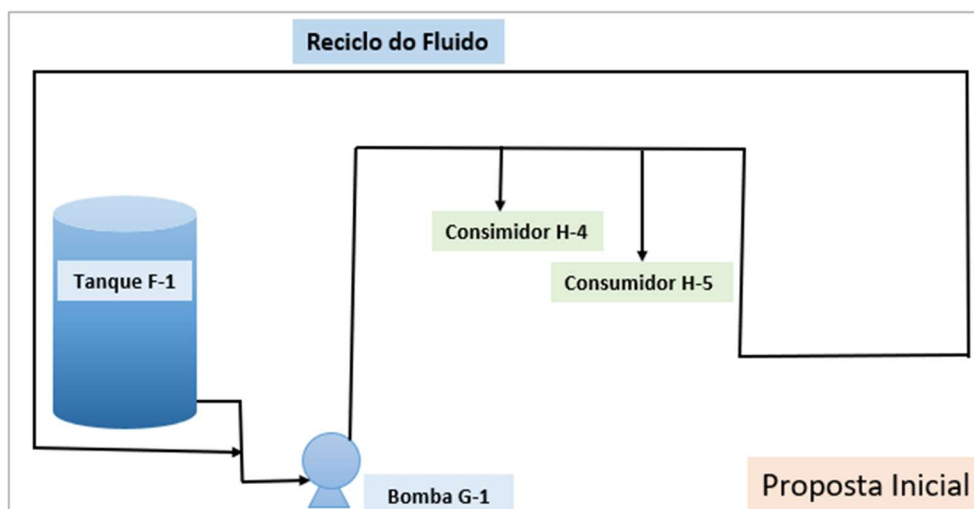
Fonte: O Autor (2023).

### 3.2.2 Proposta inicial do novo sistema de bombeamento

O sistema de bombeamento proposto inicialmente é formado por um tanque de alimentação (F-1), uma bomba centrífuga (G-1), e dois consumidores (H-4 e H-5). As linhas de sucção e de reciclo da tubulação são as mesmas, enquanto a linha de descarga sofreu algumas alterações com a adição de novos consumidores (H-4 e H-5) e com a remoção dos

antigos consumidores (H-1, H-2 e H-3). A Figura 11 apresenta o novo sistema de bombeamento da proposta inicial de forma simplificada.

Figura 11 - Sistema de Tubulação-bomba na Configuração Proposta Original.



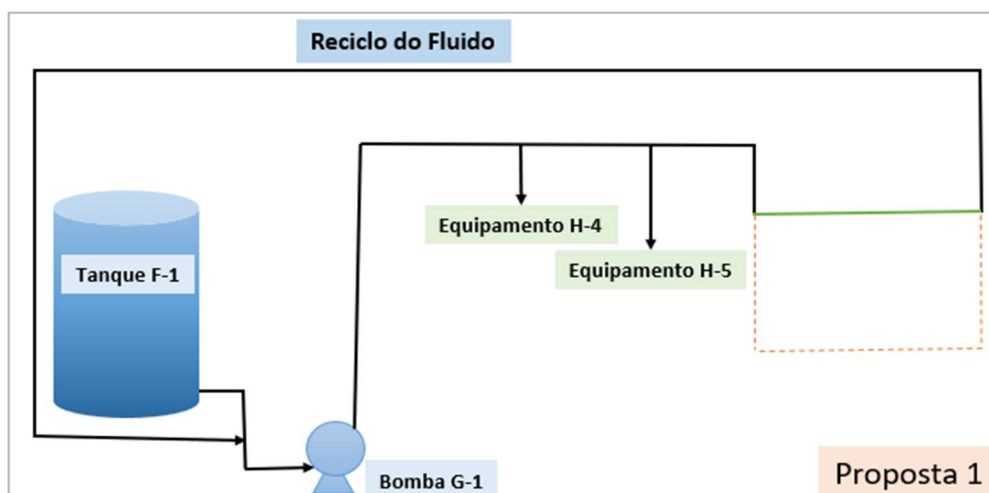
Fonte: O Autor (2023).

### 3.2.3 Novas propostas para o novo sistema de bombeamento

O novo sistema de bombeamento foi analisado e, em seguida, elaborou-se propostas para redução da perda de carga na descarga da bomba, com o intuito de aumentar a capacidade da bomba e reduzir os gastos operacionais com a mesma. Vale ressaltar que o local de alteração possui um espaço de trabalho bastante limitado e por isso as propostas foram feitas com base nos limites físicos das estruturas do prédio e das disposições dos demais equipamentos industriais no local que se encontra os consumidores. Para as propostas 1, 2 e 3, o sistema de bombeamento é o mesmo, sendo formado por um tanque de alimentação (F-1), uma bomba centrífuga (G-1), e dois consumidores (H-4 e H-5).

A proposta 1 é a mais simples, sendo caracterizada pela redução da linha da tubulação na região dos consumidores antigos H-1, H-2 e H-3. Essa proposta apresenta como desvantagem a necessidade de deslocar uma escada de marinho, que dá acesso a uma plataforma superior, por se encontrar no caminho do novo trajeto proposto pela tubulação de acordo com a Figura 12 representado na cor verde.

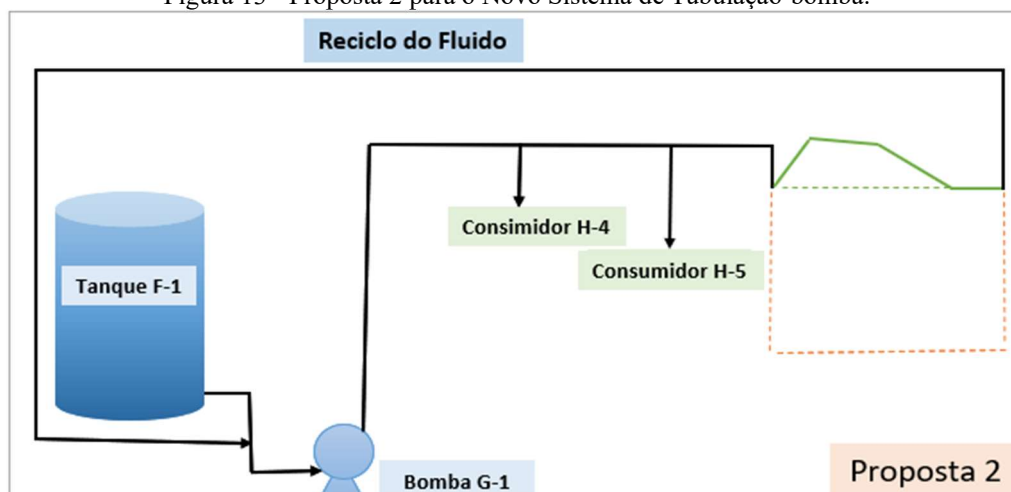
Figura 12 - Proposta 1 para o Novo Sistema de Tubulação-bomba.



Fonte: O Autor (2023).

A proposta 2 é caracterizada pela escolha do menor trajeto em que há a necessidade de desviar de outras tubulações ortogonais a tubulação do sistema estudado. Essa proposta tem como desvantagem a presença de conexões e elevação da tubulação, o que apresenta uma elevação da perda de carga. A Figura 13 representa a proposta 2 representada em verde para as mudanças nas tubulação no novo sistema de bombeamento.

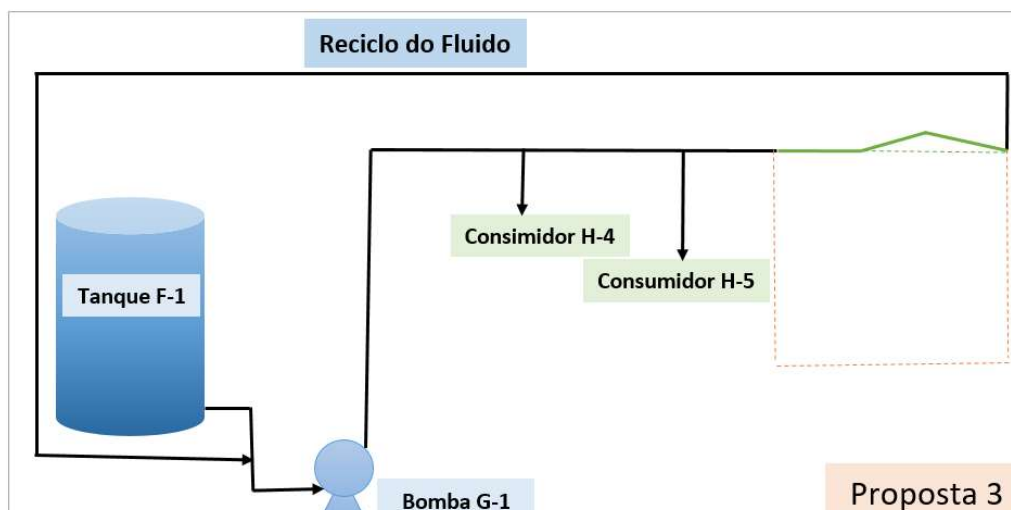
Figura 13 - Proposta 2 para o Novo Sistema de Tubulação-bomba.



Fonte: O Autor (2023).

A proposta 3 é similar a proposta 2, em que há a necessidade de desviar de outras tubulações ortogonais a tubulação do sistema estudado, porém com menos desvios. Essa proposta tem como desvantagem a presença de elevação da tubulação, o que apresenta uma elevação da perda de carga e possível ponto de acúmulo de sólidos suspensos, porém possui curvas mais suaves. A Figura 14 representa a proposta 3 para a mudança de tubulações no novo sistema de bombeamento.

Figura 14 - Proposta 3 para o Novo Sistema de Tubulação-bomba.



Fonte: O Autor (2023)

### 3.3 BOMBA CENTRÍFUGA (G-1)

Como o sistema em estudo já está em operação, é preciso primeiramente tratar sobre as informações disponibilizadas da bomba G-1. O Apêndice A apresenta a curva característica da bomba disponibilizada pelo fabricante da bomba. O documento foi adaptado para evitar a identificação do fabricante através de informações devido ao acordo de sigilo industrial com o fornecedor.

A curva característica da bomba G-1 fornecida pelo consumidor contém o *Head* Total da bomba (m), a eficiência da bomba, o diâmetro do rotor, a potência e o NPSH requeridos variando de acordo com a vazão de operação.

É economicamente mais viável manter a mesma bomba em operação e trocar o motor e o rotor por outros mais robustos do que trocar toda a bomba. Logo, o que foi preciso responder é se, com as mudanças de vazão e de pressão dos consumidores H-4 e H-5, em substituição aos consumidores H-1, H-2 e H-3, a mesma bomba consegue suprir as condições requeridas ou não. Responder a essa pergunta é um dos principais objetivos do trabalho.

### 3.4 TUBULAÇÕES NA SUCÇÃO E NA DESCARGA DA BOMBA G-1

Conhecer os trechos na sucção e na descarga da bomba G-1 é fundamental para o cálculo da perda de carga e, conseqüentemente, para o cálculo do *Head* Total da bomba (em metros). A Tabela 3 apresenta os dados usados no dimensionamento da bomba que se repetem em todo o sistema de bombeamento e para todas as situações.

Tabela 3 - Informações universais do sistema estudado para o cálculo da perda de carga.

Parâmetros fixos para as tubulações		
Material	Aço Inox	316L
Densidade	1100	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade	0,689	cP

Fonte: O Autor (2023).

As Tabelas 4 e 5 mostram as informações relevantes do sistema de tubulações na configuração antiga para a sucção e a descarga da bomba, respectivamente.

Tabela 4 - Informações dos trechos nas tubulações de sucção para o cálculo da perda de carga no antigo sistema de bombeamento.

Sucção – Configuração Inicial			
Variável	Unidade	Trecho 1	Trecho 2
Diâmetro	pol	10	8
Vazão projeto	m <sup>3</sup> /h	280,00	280,00
Caracterização da tubulação			
Trecho reto	m	2,540	0,300
Joelho 90°	Raio Longo	1	-
Joelho 45°	Raio Longo	1	-
Entrada do tubo		1	-
Válvula	Esfera	1	-
Redução do diâmetro	D maior	10	-
	D menor	8	-

Fonte: O Autor (2023).

Tabela 5 - Informações dos trechos nas tubulações de descarga para o cálculo da perda de carga no antigo sistema de bombeamento.

Descarga – Configuração Inicial								
Variável	Unidade	Trecho 1	Trecho 2	Trecho 3	Trecho 4	Trecho 5	Trecho 6	Trecho 7
Diâmetro	pol	8	6	6	6	6	4	6
Vazão projeto	m <sup>3</sup> /h	280,00	280,00	213,00	146,00	79,00	79,00	67,00
Caracterização da tubulação								
Trecho reto	m	0,235	53,610	10,898	28,694	6,630	64,605	18,267
Joelho 90°	Raio Longo	-	8	-	2	2	6	-
Joelho 45°	Raio Longo	-	3	-	-	-	2	-
Entrada do tubo		1	-	-	-	-	1	3
Tê	Direto	-	-	-	-	-	-	3
Tê	Ramal	-	1	-	-	-	-	-
Válvula	Esfera	-	1	-	-	1	2	6
Redução do diâmetro	D maior	8	-	-	-	6	-	-
	D menor	6	-	-	-	4	-	-

Fonte: O Autor (2023).

A Tabelas 6 e 7 detalham as informações relevantes do sistema de tubulações na proposta original para a sucção e a descarga da bomba, respectivamente.



Tabela 6 - Informações sobre os novos trechos da sucção do novo sistema de bombeamento proposto inicialmente.

<b>Sucção – Proposta Original</b>			
Variável	Unidade	Trecho 1	Trecho 2
Diâmetro	pol	10	8
Vazão projeto	m <sup>3</sup> /h	324,08	324,08
<b>Caracterização da tubulação</b>			
Trecho reto	m	2,540	0,300
Joelho 90°	Raio Longo	1	-
Joelho 45°	Raio Longo	1	-
Entrada do tubo		1	-
Válvula	Esfera	1	-
Redução do diâmetro	D maior	10	-
	D menor	8	-

**Fonte:** O Autor (2023).

Tabela 7 - Informações sobre os novos trechos da descarga do novo sistema de bombeamento proposto inicialmente.

<b>Descarga – Proposta Original</b>								
Variável	Unidade	Trecho 1	Trecho 2	Trecho 3	Trecho 4	Trecho 5	Trecho 6	Trecho 7
Diâmetro	pol	8	6	6	6	4	6	6
Vazão projeto	m <sup>3</sup> /h	324,08	324,08	202,04	80,00	80,00	122,04	122,04
<b>Caracterização da tubulação</b>								
Trecho reto	m	0,235	44,021	4,941	50,870	64,605	8,200	10,176
Joelho 90°	Raio Longo	1	7	-	5	6	4	4
Joelho 45°	Raio Longo	-	2	-	1	2	-	-
Entrada do tubo		1	-	-	-	-	-	-
Tê	Direto	-	1	1	-	-	2	-
Tê	Ramal	-	1	1	-	-	-	2
Válvula	Esfera	-	-	-	1	2	4	2
Redução do diâmetro	D maior	8	-	-	6	-	6	-
	D menor	6	-	-	4	-	4	-
Expansão do diâmetro	D maior	-	-	-	-	-	-	6
	D menor	-	-	-	-	-	-	4

**Fonte:** O Autor (2023).

Os trechos na sucção das três propostas são iguais ao trecho da sucção da proposta original, conforme descrito na Tabela 6 acima.

Com a mudança dos consumidores de H-1, H-2 e H-3 para H-4 e H-5, o trecho 4 de descarga da bomba sofreu alterações. A Tabela 8 apresenta as mudanças sofridas no trecho 4 nas propostas 1, 2 e 3 comparada com a proposta original. A configuração inicial não se encaixa na análise abaixo devido ao trecho 4 estar distribuído em mais de um trecho da condição antiga e com vazões diferentes.



Tabela 8 – Comparativo do trecho 4 de descarga entre a proposta inicial e as propostas 1, 2 e 3.

<b>Detalhamento do Trecho 4 da descarga após mudança dos consumidores</b>					
Variável	Unidade	Proposta inicial	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3
Diâmetro	pol	6	6	6	6
Vazão projeto	m³/h	80,00	80,00	80,00	80,00
Caracterização da tubulação					
Trecho reto	m	39,099	16,619	18,190	16,182
Joelho 90°	Raio Longo	2	2	1	-
Joelho 45°	Raio Longo	2	-	2	2
Tê	Direto	1	1	2	1
Tê	Ramal	-	-	-	1

**Fonte:** O Autor (2023).

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NA SUCÇÃO E NA DESCARGA DA BOMBA

A definição das perdas de carga é pré-requisito para o cálculo do *Head* Total da bomba e, consequentemente, para a construção das curvas características da bomba e do sistema. A Tabela 9 contém os resultados obtidos com os cálculos da perda de carga da tubulação na sucção para as cinco configurações avaliadas.

Tabela 9 – Perda de carga nos trechos da sucção da bomba G-1 para todos os casos analisados.

Trecho	Perda de carga total das cinco Configurações - Sucção (m)				
	Condição Inicial	Proposta Inicial	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3
1	0,0382	0,0509	0,0509	0,0509	0,0509
2	0,0114	0,0153	0,0153	0,0153	0,0153
<b>Soma</b>	0,0496	0,0662	0,0662	0,0662	0,0662

Fonte: O Autor (2023).

Através dos resultados apresentados na tabela acima e observando as vazões disponíveis na Tabela 2 é possível notar que, com o aumento da vazão de sucção de 295 m<sup>3</sup>/h para 322,04 m<sup>3</sup>/h, a perda de carga aumenta. Observa-se ainda que não houve mudanças de perda de carga ao comparar os valores obtidos para a quatro propostas na sucção.

A Tabela 10 contém os resultados obtidos com os cálculos da perda de carga da tubulação na descarga para as cinco configurações.

Tabela 10 – Perdas de carga nos trechos da descarga da bomba G-1 para todos os casos analisados.

Trechos	Perda de carga total das cinco Configuração - Descarga (m)				
	Condição Inicial	Proposta Inicial	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3
1	0,0202	0,0271	0,0271	0,0271	0,0271
2	0,7274	0,5648	0,5648	0,5648	0,5648
3	0,0110	0,0997	0,0997	0,0997	0,0997
4	0,0255	0,2027	0,1844	0,1882	0,1818
5	0,0244	0,7804	0,7804	0,7804	0,7804
6	0,7760	0,0856	0,0856	0,0856	0,0856
7	0,0357	0,1283	0,1283	0,1283	0,1283
<b>Soma</b>	1,6201	1,8886	1,8703	1,8741	1,8677

Fonte: O Autor (2023).

Observa-se, a partir da tabela acima, a soma das perdas de carga na descarga para cada configuração estudada. Diferente da sucção, em que os trechos da tubulação são iguais para todas as propostas, os trechos da descarga possuem diferenças entre si, gerando assim perdas de cargas diferentes para a mesma vazão. Vale destacar que a proposta 3 possui a menor perda

de carga, seguida pela proposta 1 e, por fim, a proposta 2 com a maior perda de carga entre as três considerando a mesma vazão.

#### 4.2 PRESSÃO DE SUÇÃO E DESCARGA, NPSH DISPONÍVEL, NPSH REQUERIDO, *HEAD* TOTAL E *HEAD* TOTAL CORRIGIDO

Após calculada as perdas de carga, foi possível encontrar a pressão de sucção através da Equação 10 e a pressão de descarga da bomba através da Equação 11. Também foram calculados o *Head* Total e o *Head* Total Corrigido a partir das Equações 12, 15 e 16, respectivamente.

A Tabela 11 apresenta a pressão de sucção, a pressão de descarga, o *Head* total e o *Head* total corrigido para as situações estudadas.

Tabela 11 – Pressão na sucção, pressão na descarga, head total e head total corrigido para as situações propostas.

Descrição	Unidade	Condição Inicial	Proposta Atual	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3
Pressão Sucção	kgf/cm <sup>2</sup>	4,7964	4,8698	4,8698	4,8698	4,8698
Pressão Descarga	kgf/cm <sup>2</sup>	9,3867	13,2062	13,1879	13,1917	13,1852
<i>Head</i> Total	m	42,230	75,786	75,619	75,654	75,595
<i>Head</i> Total Corrigido	m	46,664	83,743	83,559	83,597	83,533

Fonte: O Autor (2023).

A partir da tabela acima, nota-se que a pressão na sucção foi alterada com a mudança de vazão da condição inicial ao comparar com as configurações propostas. Já ao analisar apenas as propostas, nota-se que a pressão de sucção permanece constante, pois a vazão é igual para todas as propostas.

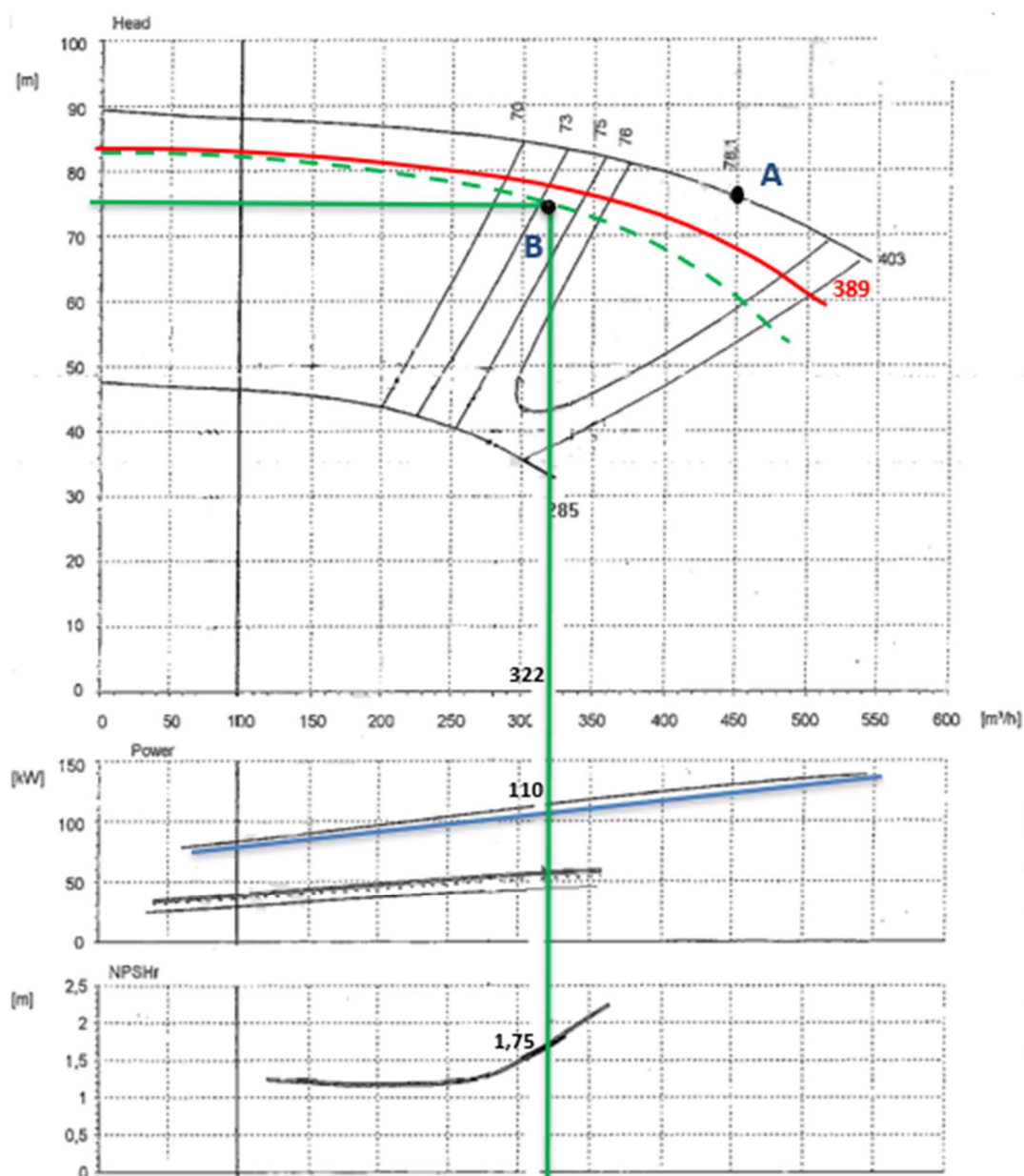
Também pode-se extrair que a pressão de descarga requerida nas configurações propostas é maior do que na condição inicial, pois os consumidores H-1, H-2 e H-3 foram substituídos pelos consumidores H-4 e H-5 com pressões requeridas maiores, conforme apresentado ao longo da metodologia.

Por fim, em consonância, observa-se o incremento do *Head* Total e do *Head* Total Corrigido, com o aumento da pressão e da vazão de descarga da bomba G-1, em relação aos valores obtidos para a configuração inicial.

#### 4.3 CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA

A Figura 15 apresenta a curva característica da bomba, o NPSH requerido, a eficiência do motor, a potência de eixo requerida e o diâmetro do rotor que foram encontrados com o auxílio da Apêndice A.

Figura 15 - Curva característica da bomba após as mudanças no sistema de tubulação.



**Fonte:** Documento Interno e Confidencial da Empresa (2023).

Observa-se que todos os parâmetros obtidos da figura acima se relacionam diretamente com a vazão da bomba ( $\text{m}^3/\text{h}$ ). Isso demonstra a importância de definir a vazão de trabalho para se dimensionar uma bomba. Entre as curvas acima, a curva principal é a que relaciona a vazão com o *head*. E, após definida a vazão de operação da bomba, é feito o cálculo do *head* determinando todo o sistema de tubulação para se obter o ponto de trabalho da bomba, ponto B, conforme indicado na Figura 15.

A partir do ponto B, é possível construir a curva característica da bomba. A curva tracejada, em verde, representa a curva real de operação da bomba com a presença de 42% de sólidos suspensos. Já a curva em vermelho representa a operação da bomba com água, sem a

presença de sólidos em suspensão. Observa-se que a bomba possui uma curva característica real abaixo da curva característica conceitual devido à presença de sólidos suspensos no fluido que causa maior perda de carga quando comparado com um fluido homogêneo (puro).

Em relação ao diâmetro do rotor, observa-se que a bomba em questão possui espaço suficiente para a adição de um rotor variando entre 325 a 403 mm de diâmetro. Tendo esses limites como base, fez-se uma interpolação do diâmetro versus *head* ( $Q=0$ ) para encontrar o diâmetro (mm) que possui um *head* equivalente de 83 m. Após a mudança do sistema e das condições da bomba, encontrou-se o diâmetro do rotor de 389 mm através de interpolação. O rotor na configuração antiga tinha um diâmetro de 325 mm. Ou seja, como o novo diâmetro do rotor é maior do que o diâmetro antigo, não há a possibilidade de fazer a usinagem do rotor antigo para chegar ao novo diâmetro. Portanto, foi comprado um novo rotor, com diâmetro de 403 mm, para ser feita a usinagem e obter o diâmetro do rotor necessário de 389 mm.

Pode-se obter graficamente a eficiência da bomba a partir das curvas de eficiência. O ponto ótimo de operação da bomba está expresso na Figura 15 como ponto A e possui uma eficiência de 78,1 % nas condições de diâmetro do rotor máximo (403 mm), vazão de 450 m<sup>3</sup>/h e *head* total de 76 m. Nota-se que quanto maior for a distância do ponto ótimo de operação, maior será a perda total e menor será a eficiência. Esse fenômeno foi observado no presente trabalho, em que a eficiência da bomba caiu de 76% para 74% com o deslocamento do ponto de trabalho da bomba, conforme a Tabela 12 abaixo.

Outro parâmetro obtido através da Figura 15 é a potência de eixo da bomba. A potência de eixo varia a depender do diâmetro do rotor instalado e da vazão de operação. Para o diâmetro de 389 mm, a potência da bomba é definida pela curva em azul. Para a vazão de operação de 322,04 m<sup>3</sup>/h, obtém-se a potência da bomba de aproximadamente 110 kW. Por fim, encontra-se graficamente o NPSH Requerido da bomba que nesse caso depende apenas da vazão de trabalho da bomba. Obteve-se então o valor do NPSH Requerido de 1,75 m.

#### 4.4 NPSH DISPONÍVEL, POTÊNCIA HIDRÁULICA, POTÊNCIA DE EIXO E POTÊNCIA DO MOTOR PARA AS CINCO CONFIGURAÇÕES

Foi definido o NPSH Disponível através da equação 13. As potências hidráulicas, de eixo, e do motor foram definidas a partir das Equações 17, 18 e 19, respectivamente.

A Tabela 12 apresenta os resultados obtidos para o NPSH Disponível, o NPSH Requerido, a potência hidráulica, a potência de eixo e a potência do motor para as cinco configurações.

Tabela 12 – Apresentação do NPSH Requerido, NPSH disponível, da Potência hidráulica, da Potência de eixo e da Potência do motor, bem como de suas respectivas eficiências.

Descrição	Unidade	Condição Inicial	Proposta Atual	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3
NPSH Disp	m	1,8868	2,5541	2,5541	2,5541	2,5541
NPSH Req	m	1,30	1,75	1,75	1,75	1,75
Potência Hidráulica	kW	39,167	81,353	81,175	81,212	81,149
Eficiência da Bomba	%	76%	74%	74%	74%	74%
Potência da Eixo	kW	51,876	109,937	109,696	109,745	109,661
Eficiência do motor	%	85%	85%	85%	85%	85%
Potência do motor requerida	kW	59,658	126,428	126,150	126,207	126,110

Fonte: O Autor (2023).

Observa-se que tanto o NPSH disponível quanto o NPSH requerido são influenciados pela mudança na vazão de sucção da bomba, visto que a cavitação ocorre apenas sob influência dos parâmetros na sucção da bomba e do tipo de fluido de trabalho. Logo, comparando as quatro propostas com a configuração inicial, percebe-se que, com o aumento da vazão, aumenta-se o NPSH requerido. Já o NPSH disponível, calculado pela Equação 13, é influenciado pela pressão de sucção, pela pressão de vapor do fluido e pela sua densidade e as condições na descarga são irrelevantes para a definição desse parâmetro.

Para calcular a potência hidráulica é utilizado tanto o *head* quanto a vazão de descarga conforme descrito na Equação 17. A eficiência da bomba representa a quantidade de energia mecânica, fornecida pelo eixo da bomba para o fluido, que é convertida em energia de movimento. Já a potência de Eixo é a potência que o eixo do motor precisa fornecer para que o rotor consiga bombear a vazão requerida a um determinado *Head* Total na descarga da bomba. Percebe-se que a potência de eixo é calculada baseado no rendimento da bomba, encontrado na Figura 15.

A eficiência do motor é obtida a partir da relação entre a energia elétrica fornecida ao motor e a energia mecânica fornecida à bomba. Com isso, os fabricantes de motores devem fornecer a eficiência do motor baseado em testes de bancada. De acordo com os documentos industriais sobre o motor da bomba G-1, a eficiência do motor atual é de 85%. Para facilitar a análise, considerou-se a mesma eficiência para o novo motor, visto que 15% em perdas em um motor desse porte é um valor aceitável com base em uma média das eficiências de motores similares disponíveis no mercado. Logo, calcula-se a potência do motor através da Equação 19.

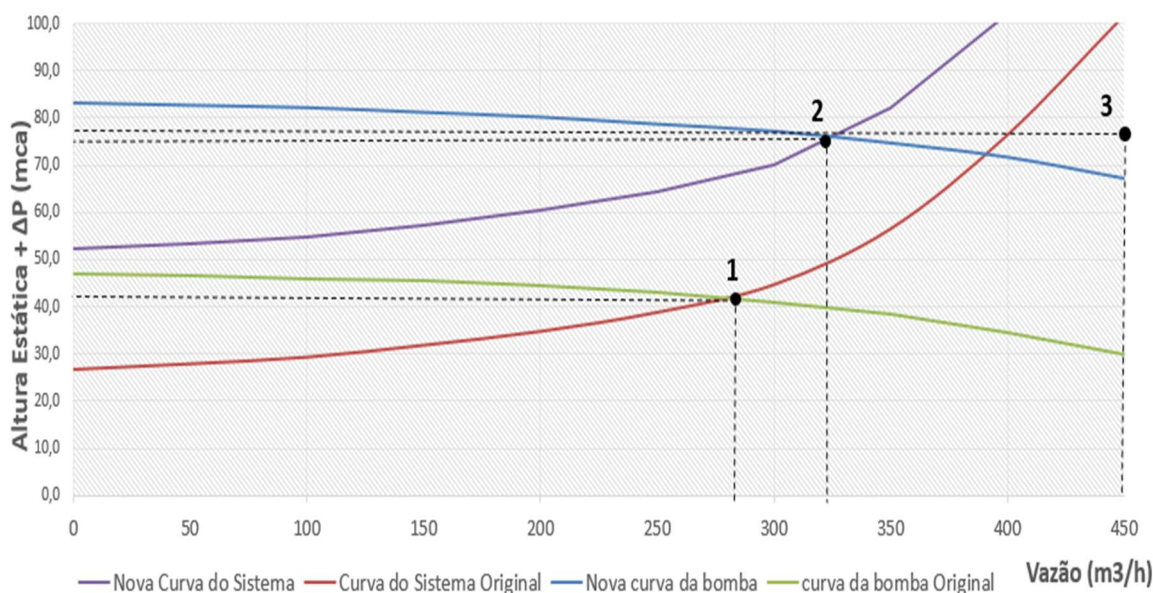
A potência disponível do motor é encontrada através da folha de dados disponibilizada pelo fornecedor do motor. O motor em campo usado na configuração antiga tem potência equivalente a 75 kW. Porém, com as mudanças de vazão e pressão na descarga da bomba,

percebe-se na tabela acima, o aumento da potência requerida do motor de 59kW para 126 kW. O motor com potência disponível de 75 kW atende a potência requerida de 59 kW da configuração inicial, mas não consegue atender a potência requerida de 126 kW para as demais propostas. Com isso, é preciso efetuar a troca do motor atual. O novo motor deve possuir uma potência mínima de 126 kW para suprir as necessidades do sistema da bomba G-1.

#### 4.5 COMPARAÇÕES ENTRE AS CONFIGURAÇÕES ESTUDADAS

A Figura 16 apresenta as curvas características da bomba e as curvas características do sistema para a configuração antiga e para a proposta original.

Figura 16 - Curva característica de uma bomba em operação com rotor de 389 mm e curva do sistema com 42% de sólidos.



**Fonte:** O Autor (2023).

A figura acima apresenta a relação entre as curvas características da bomba e a curva característica do sistema de tubulações para a configuração antiga e a proposta inicial. É possível notar que o aumento da vazão está expresso no eixo X, onde a vazão passou de 280 m³/h para 322,04 m³/h. Já o aumento da pressão de descarga está presente no cálculo do *Head* descrito no eixo Y em que houve um aumento de 42,230 m para 75,786 m, conforme indica na Tabela 11. Logo, o ponto de operação da bomba saiu do ponto 1 para o ponto 2, conforme apresentado na Figura 16.

Em contrapartida ao aumento da pressão e da vazão, observa-se que a eficiência da bomba sofreu redução. Na Figura 16, o ponto 3 expressa o ponto ótimo de eficiência de

trabalho da bomba, correspondendo a 78,1 % de eficiência. A operação da bomba no ponto 1 apresenta uma eficiência de 76%, enquanto o ponto 2 apresenta uma eficiência de 74%. Se o objetivo fosse apenas otimizar a eficiência da bomba, o ideal seria manter a pressão e ao mesmo tempo aumentar a vazão para que o ponto de operação se aproxime cada vez mais do ponto ótimo da curva de eficiência da bomba, conforme a Figura 15.

Com o intuito de analisar as três novas propostas, foi preciso encontrar outra maneira de compará-las, visto que graficamente as suas curvas estavam praticamente sobrepostas. Definiu-se então outras formas de avaliação. A primeira maneira foi através da análise do incremento da produção anual comparando cada uma das 3 novas propostas com a proposta original. A outra forma foi através da medição da redução do consumo anual com energia elétrica para o motor da bomba comparando cada uma das 3 novas propostas com a proposta original.

#### 4.5.1 Análise do Incremento da Produção Comparando as Operações entre a Proposta Original e as Novas Propostas

Para essa análise, foi definido que a proposta original é a proposta utilizada como referência, pois possui maior perda de carga entre as quatro propostas avaliadas. Para avaliar o incremento da vazão, fixou-se o *head* total corrigido em 83,743 m, conforme descrito na Tabela 11. A Tabela 13 apresenta as informações relevantes para a avaliação do incremento da produção anual em cada uma das propostas.

Tabela 13 – Avaliação do incremento da receita anual para as três propostas comparando com a proposta original.

Descrição	Unidade	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3
Incremento da Vazão Q	m <sup>3</sup> /h	0,70	0,41	0,81
Aumento na vazão anual	m <sup>3</sup> /ano	5712,0	3345,6	6609,6
Aumento da produção	ton/ano	2399,040	1405,152	2776,032
Preço do produto	R\$/ton	4.000,00	4.000,00	4.000,00
Incremento na receita anual	R\$/ano	9.596.160,00	5.620.608,00	11.104.128,00

**Fonte:** O Autor (2023).

Observa-se que, ao fixar o *head* total para as quatro propostas, é possível encontrar as suas respectivas vazões. A partir disso, encontra-se qual é a diferença entre as vazões da proposta original e as demais propostas na descarga da bomba. Em seguida, encontra-se o incremento de vazão em metros cúbicos por hora e multiplica-se pela quantidade de horas com a planta em operação. Foi considerado 340 dias ao ano com a planta em operação e 25 dias com a planta parada para possíveis manutenções. Com isso, obteve-se 8160 horas de operação da bomba ao ano. Por fim, a partir do preço por tonelada da venda do produto,



calcula-se o incremento na produção anual.

Depois que todas as propostas foram calculadas, nota-se que o aumento na receita anual é relevante para as três propostas. A proposta com maior incremento de produção é a proposta 3, aumentando na receita mais de 11,1 milhões de reais ao ano, seguida pela proposta 1 com 9,5 milhões e, por fim, pela proposta 2 com 5,6 milhões ao ano. Devido ao considerável aumento na receita, a proposta 3 apresenta significativa vantagem econômica.

#### 4.5.2 Análise da Redução do Gasto Anual de Energia Elétrica Comparando as Operações entre a Proposta Original e as Novas Propostas

Como na análise anterior, a proposta original serve como referência para avaliação das propostas 1, 2 e 3. Conforme análise acima, foi considerado que a planta opera durante 340 dias ao ano, porém ao invés de fixar o *head*, foi fixada a vazão em 322,04 m<sup>3</sup>/h, conforme Tabela 2.

A Tabela 14 apresenta as informações relevantes para a avaliação da redução do gasto anual de energia elétrica com a utilização de cada uma das propostas.

Tabela 14 – Avaliação de economia de energia elétrica para os casos estudados comparado com a proposta inicial.

Descrição	Unidade	Proposta Atual	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3
Potência Hidráulica	kW	81,353	81,175	81,212	81,149
Potência da Eixo	kW	147,428	147,104	147,171	147,057
Potência Hidráulica Req.	kW	126,428	126,150	126,207	126,110
Redução na Potência do motor	kW	-	0,278	0,221	0,318
Custo de Energia Elétrica	R\$/kWh	0,4	0,4	0,4	0,4
Economia de Energia Elétrica/hora	R\$/h	-	0,111	0,088	0,127
Economia de EE anual	R\$/ano	-	907,392	721,344	1037,952

**Fonte:** O Autor (2023).

Após fixado a vazão da bomba, o *head* da bomba varia e a potência fornecida pelo motor também varia. Usa-se o custo de energia elétrica, obtido pelo histórico de operação da planta, para calcular a redução no gasto anual de energia elétrica do motor. Ao finalizar os cálculos, observa-se na tabela acima que os valores, em reais, obtidos com a redução no consumo de energia elétrica para as três propostas são irrelevantes. A maior redução no consumo de energia elétrica pertence a proposta 3 com o valor de 1038 reais ao ano, aproximadamente. Com esse patamar de valores, considera-se desprezível a redução no consumo de energia elétrica ao comparar com os custos de operação de uma indústria petroquímica de médio porte.

Logo, baliza-se a escolha entre as três propostas apenas em relação ao incremento anual de vazão da bomba. Com isso, a proposta escolhida para substituir a proposta original foi a proposta 3 por apresentar um incremento na produção de 2776 toneladas ao ano, equivalente a um aumento na receita de 11,1 milhões de reais ao ano.

## 5 CONCLUSÕES

O dimensionamento de bombas hidráulicas é uma das atividades que está presente na rotina do engenheiro químico desde o projeto da planta até o seu pleno funcionamento. É rotineiro surgir a necessidade de redimensionar sistemas já existentes para atender a novas demandas de aumento da capacidade de produção. Nesses momentos, a bomba é um dos equipamentos críticos que passam por avaliações de melhorias para atender às novas demandas. O sistema de bombeamento da bomba G-1 foi avaliado devido tanto ao aumento da vazão de descarga, que passou de 280,00 m<sup>3</sup>/h para 324,08 m<sup>3</sup>/h, quanto ao aumento na pressão requerida pelos consumidores, passando de 3,5 bar para 5,0 bar.

Para o dimensionamento, foi necessário definir todo o percurso que o fluido precisa percorrer do fornecedor até os consumidores. Após análises e discussões, obteve-se então cinco configurações relevantes, sendo estas: condição inicial, proposta inicial, proposta 1, proposta 2 e proposta 3. A condição inicial é a configuração que detalha o sistema de bombeamento inicial, enquanto a proposta inicial definiu o sistema de bombeamento com a adição dos consumidores H-4 e H-5 em substituição aos consumidores H-1, H-2 e H-3 e, por fim, as três novas propostas foram sugestões de melhorias no sistema de tubulações na descarga da bomba para redução da perda de carga.

A curva característica da bomba para a proposta inicial foi obtida após as definições do *head* total em 75,786 m e do *head* total corrigido em 83,743 m. Após o diâmetro requerido do rotor passar de 325 mm para 389 mm, foi comprado um novo rotor. A potência do motor requerida aumentou de 58 kW para 126 kW. A potência disponível no antigo motor era de 75 kW. Com isso, foi necessário trocar o motor, devido a potência da proposta atual estar acima da potência disponível pelo motor inicial. O novo motor precisa ter uma potência disponível acima de 126 kW. Para escolher qual a melhor proposta em substituição a condição inicial foi comparada as quatro configurações propostas. Dentre as opções, a proposta 3 foi a escolhida por apresentar um incremento na produção anual de 2776 toneladas ao ano, equivalente a um aumento na receita anual de 11,1 milhões de reais.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CARDOSO, G. C. G.; FRIZZONE, J. A. **Perda de Carga em Linhas Laterais de Microirrigação**. BioEng, Vol. 1 p. 147-162, Campinas, 2007.

CHAURETTE, J. **Pump System Analysis and centrifugal Pump Sizing**. Published by Fluide Design Inc, 5th Edition February. Montreal, Quebec, Canada, 2003.

COELHO, W. R. **Análise do fenômeno de cavitação em bomba centrífuga**. Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2006.

CREMASCO, M. A. **Vale a Pena Estudar Engenharia Química**. Editora Blucher. 3ª Edição, p. 16, São Paulo, 2015.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 8ª. ed. LTC - Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 2014.

Garcia, R. L. et Al **Tanque Hidráulico Experimental para cálculo de perda de carga em tubulações**. R. Eletr. Cient. Uergs, vol.2, n.1, p.54–62, Porto Alegre, 2016.

LOESER, S. **Metodologia De Projeto Estrutural De Bombas Centrífugas Verticais De Poço Úmido**. Instituto De Pesquisas Energéticas E Nucleares. Autarquia associada à Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. Editora LTC. 2 Edição. Rio de Janeiro, 1997.

MARCHEGANI, A. R. **Bombas centrífugas**. LA.M.HI., Facultad De Ingeniería, Departamento De Mecánica Aplicada / Universidad Nacional Del Comahue, Buenos Aires, 2004.

MATTOS, E.E., FALCO, R., **Bombas Industriais**, 2ª ed. Editora Interciência, Rio de Janeiro, 1998.

OMEL Bombas e Compressores, **NPSH e Cavitação**. Disponível em: <https://www.omel.com.br/artigos-tecnicos/escola-de-bombas/centrifugas/npshe-cavitacao/>. Acessado em: 16 de dez. 2022.

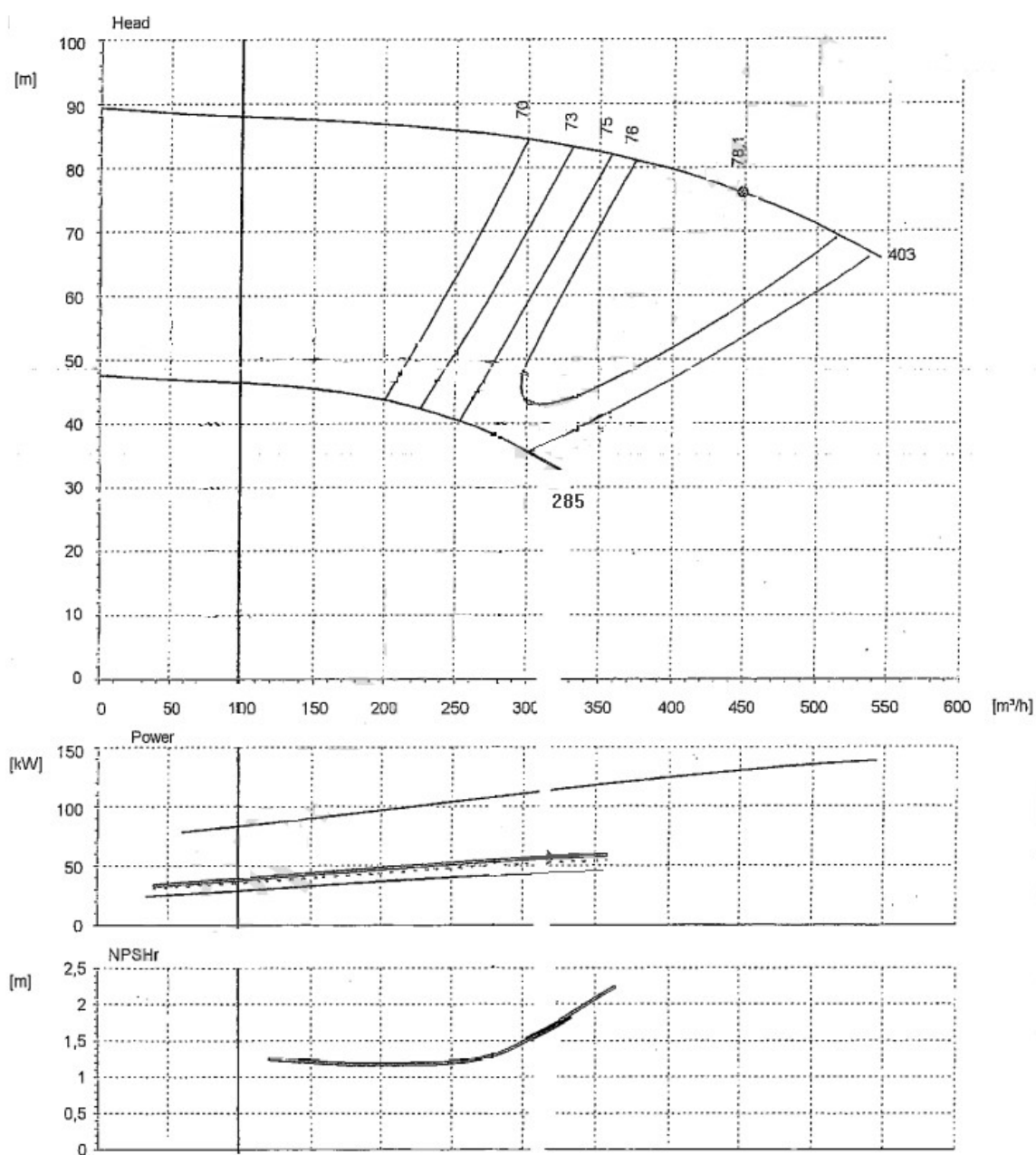
SCHWARZ, L. N. **Dimensionamento de um rotor para uma bomba centrífuga**. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Noroeste do Rio Grande do Sul Parambi, Rio Grande do Sul, 2020.

SILVA, T. L.; VIEIRA, L. N.; PINTO, I. M. **Bombas e suas aplicações nas engenharias**. Ciências exatas e tecnológicas. v. 5, nº 2, p. 223-248, Alagoas, 2019.

SILVA, F. M. C. et Al. **Experimento Didático De Reynolds E Conceitos Básicos Em Mecânica Dos Fluidos**. The Journal of Engineering and Exact Sciences.Vol.03 N.03 p.346-357, 2017.

SOUZA, R. P. A. **Cálculos de perda de carga para seleção de uma bomba de alimentação de água de um gerador de vapor em uma unidade FPSO**. Universidade Federal do Rio de Janeiro/ Escola Politécnica, Rio de Janeiro, 2015.

**APÊNDICE A - CURVA CARACTERÍSTICA ADAPTADA DA BOMBA EM  
OPERAÇÃO.**



**Fonte:** Documento Interno e Confidencial da Empresa.