

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

**FERNANDO MOTTER**

**REPROJETO DA TOMADA DE SUÇÃO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA COM  
PRÉ-FILTRO AUTOESCORVANTE**

**CAXIAS DO SUL**

**2019**

**FERNANDO MOTTER**

**REPROJETO DA TOMADA DE SUCÇÃO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA COM  
PRÉ-FILTRO AUTOESCORVANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Universidade de Caxias do Sul como requisito  
parcial à obtenção do grau de Engenheiro  
Mecânico. Área de concentração: Mecânica  
dos Fluidos

Orientador: Prof. Me. Sergio da Silva Kucera

**CAXIAS DO SUL**

**2019**

**FERNANDO MOTTER**

**REPROJETO DA TOMADA DE SUCÇÃO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA COM  
PRÉ-FILTRO AUTOESCORVANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Universidade de Caxias do Sul como requisito  
parcial à obtenção do grau de Engenheiro  
Mecânico. Área de concentração: Mecânica  
dos Fluidos

**Aprovado em 05/07/2019**

**Banca Examinadora**

Prof. Me. Sergio da Silva Kucera  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Dra. Jadna Catafesta  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

## RESUMO

O trabalho apresentado refere-se ao reprojeto da tomada de sucção de uma bomba centrífuga com pré-filtro autoescorvante aplicado em sistemas de filtração de água para piscinas. O estudo foi realizado em uma bomba fabricada pela empresa Eberle Equipamentos e Processos. Com o objetivo de aumentar a eficiência do conjunto, foi estudado o perfil da tampa frontal aplicando a fluidodinâmica computacional (CFD) através do *software* ANSYS Fluent e utilizando os modelos de turbulência  $k-\epsilon$  e *Shear Stress Transport* (SST). Em paralelo, foi desenvolvido um pré-filtro autoescorvante empregando a Lei de Boyle para dimensionamento de tanques de escorva utilizando uma planilha no *software* Excel. Foi fabricado um protótipo e realizado testes em bancada para definir as curvas vazão x altura manométrica, os rendimentos e o funcionamento do pré-filtro autoescorvante. Analisando os resultados obtidos, observou-se que ambos os modelos de turbulência utilizados se comportaram muito similares na simulação numérica em relação aos modelos reais, obtendo diferenças máximas no SST de -4,7% e 7,0% nos modelos atual e prototipado, sendo estes valores considerados satisfatórios para este estudo. O aumento de rendimento chegou a 12% sem o pré-filtro e 9,5% com o pré-filtro, sendo o valor meta de 10%. O escorvamento do conjunto se comportou conforme o esperado, escorvando a 1 m acima do nível da água. As metodologias utilizadas neste trabalho foram confirmadas no decorrer do trabalho, podendo ser aplicadas em outras bombas centrífugas.

**Palavras-chave:** Bomba centrífuga. Autoescorvante. Fluidodinâmica computacional (CFD). Eficiência.

## ABSTRACT

The present work refers to the redesign of the suction set of a centrifugal pump with self-priming pre-filter applied in swimming pool water filtration systems. The study was carried out in a pump manufactured by Eberle Equipamentos e Processos. In order to increase the efficiency of the set, the front cover profile was studied by applying the Computational Fluid Dynamics (CFD) through ANSYS Fluent software and using the  $k-\varepsilon$  turbulence and Shear Stress Transport (SST) models. In parallel, a self-priming pre-filter was developed using Boyle's Law for sizing priming tanks using a spreadsheet in Excel software. A prototype was fabricated and tests were carried out to define the flow curves x manometric height, the yields and the operation of the self-priming pre-filter. Analyzing the results obtained, it was observed that both models of turbulence used behaved very similar in the numerical simulation in relation to the real models, obtaining maximum differences in the SST of -4.7% and 7.0% in the current and prototyped models, being these values considered satisfactory for this study. The increase in yield reached 12% without the pre-filter and 9.5% with the pre-filter, being the target value of 10%. The set priming performed as expected, priming at 1 m above the water level. The methodologies used in this work were confirmed in the course of this work and can be applied in others centrifugal pumps.

**Keywords:** Centrifugal pump. Self-priming. Computational fluid dynamics (CFD). Efficiency.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Comportamentos de sólido e fluido com uma tensão cisalhante aplicada.....	14
Figura 2 - escoamentos permanente e transitório .....	16
Figura 3 - Trajetória do fluido no interior de uma bomba centrífuga .....	19
Figura 4 - Diagrama de velocidades .....	20
Figura 5 - Perdas volumétricas .....	22
Figura 6 - Curvas de rotação específica pelo rendimento da bomba.....	24
Figura 7 - Exemplo de curvas características de bombas centrífugas para quatro diâmetros diferentes de rotor .....	25
Figura 8 - Tanque de escorva .....	28
Figura 9 - Variáveis usadas no dimensionamento de um tanque de escorva .....	29
Figura 10 - Sistema de arrefecimento da bomba Syllent.....	34
Figura 11 - Bomba atual com pré-filtro acoplado Syllent.....	35
Figura 12 - Fluxograma das atividades .....	36
Figura 13 - Bancada de testes para levantamento de curvas .....	37
Figura 14 - Malha em volumes finitos no domínio fluido.....	38
Figura 15 - Bancada para teste de escorvamento .....	40
Figura 16 - Curvas vazão x altura manométrica da bomba atual .....	42
Figura 17 - Curva tempo x pressão na sucção .....	43
Figura 18 - Distribuição de velocidades no interior da bomba, em planos perpendicular ao eixo (a) e axial (b).....	44
Figura 19 - Distribuição de pressões no interior da bomba, em planos perpendicular ao eixo (a) e axial (b).....	45
Figura 20 - Curvas vazão x altura manométrica simulada .....	46
Figura 21 - Tampa atual x modelo proposto.....	47
Figura 22 - Curvas vazão x altura manométrica modelo proposto.....	48
Figura 23 - Curvas vazão x altura manométrica reais .....	49
Figura 24 - Curvas vazão x rendimento total .....	50
Figura 25 - Planilha dimensionamento de um tanque de escorva .....	50
Figura 26 - Pré-filtro prototipado .....	51
Figura 27 - Imagem do modelo final da bomba renderizado .....	52

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Regimes de escoamento e número de Reynolds .....	15
Tabela 2 - Tamanho de malha refinado .....	38
Tabela 3 - Dados de entrada da simulação numérica .....	39
Tabela 4 - Tamanho de malha grosseiro.....	39
Tabela 5 - Tempos de processamento.....	46
Tabela 6 - Diferenças das simulações numéricas em relação a bomba atual .....	47
Tabela 7 - Diferenças da simulação numérica em relação ao modelo prototipado .....	48
Tabela 8 - Resultados dos testes de escorvamento .....	52

## LISTA DE SÍMBOLOS

$Re$	Número de Reynolds [-]
$V$	Velocidade média do fluido, velocidade absoluta do fluido [m/s] e volume [m <sup>3</sup> ]
$D_h$	Dimensão geométrica característica do local onde o fluido escoia [m]
$\rho$	Massa específica do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido [Pa·s] e fator de deficiência de potência [-]
$p$	Pressão do fluido [Pa]
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$z$	Altura da posição considerada em relação ao referencial [m]
$w$	Energia aplicada ou retirada por alguma máquina [m] e componente em z da velocidade do fluido [m/s]
$e_p$	Perda de energia mecânica ou perda de carga [m]
$u$	Componente em x da velocidade do fluido e velocidade tangencial do rotor [m/s]
$v$	Componente em y da velocidade do fluido e velocidade do fluido em relação a pá do rotor [m/s]
$V_t$	Componente tangencial da velocidade absoluta do fluido [m/s] e volume da tubulação de sucção [m <sup>3</sup> ]
$\alpha$	Ângulo interno entre as componentes de velocidade absoluta e tangencial [°]
$\beta$	Ângulo interno entre as velocidades relativa em relação a pá e a tangencial [°]
$V_n$	Componente normal da velocidade absoluta do fluido [m/s]
$r$	Raio do rotor [m]
$M_m$	Momento do motor [N·m]
$M_e$	Momento de elevação [N·m]
$M_p$	Momento resistente no mancal [N·m]
$H_t$	Altura de elevação teórica [m]
$\eta_h$	Rendimento hidráulico [-]
$Y$	Energia recebida pelo fluido ao passar pela bomba [J/kg]
$E_p$	Energia específica referente às perdas hidráulicas [J/kg]
$Y_{pá}$	Energia que as pás fornecem ao fluido para compensar as perdas [J/kg]
$H$	Altura de elevação [m]
$\eta_v$	Rendimento volumétrico [-]
$Q$	Vazão volumétrica de descarga [m <sup>3</sup> /s]

$q_e$	Perdas volumétricas exteriores [m <sup>3</sup> /s]
$q_i$	Perdas volumétricas interiores [m <sup>3</sup> /s]
$Q'$	Vazão volumétrica no interior da bomba [m <sup>3</sup> /s]
$\eta_m$	Rendimento mecânico [-]
$P_i$	Potência interna da bomba [W]
$P_e$	Potência no eixo da bomba [W]
$\eta$	Rendimento total [-]
$P$	Potência que o fluido recebe ao passar pela bomba [W]
$N_{sm}$	Rotação específica da bomba [-]
$N$	Rotação da bomba [rpm]
$V_l$	Volume livre do tanque [m <sup>3</sup> ]
$V_u$	Volume útil do tanque [m <sup>3</sup> ]
$p_s$	Pressão de sucção [Pa]
$H_s$	Altura de sucção [m]
$A$	Área [m <sup>2</sup> ]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>12</b>
1.1	AMBIENTE DE TRABALHO.....	12
1.2	JUSTIFICATIVA.....	13
1.3	OBJETIVOS.....	13
<b>1.3.1</b>	<b>Objetivo geral</b> .....	<b>13</b>
<b>1.3.2</b>	<b>Objetivos específicos</b> .....	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>14</b>
2.1	MECÂNICA DOS FLUIDOS.....	14
<b>2.1.1</b>	<b>Definição de fluido</b> .....	<b>14</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Escoamentos laminar e turbulento</b> .....	<b>15</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Escoamentos permanente e transitório</b> .....	<b>16</b>
<b>2.1.4</b>	<b>Equação da conservação da energia</b> .....	<b>16</b>
<b>2.1.5</b>	<b>Equações de Navier-Stokes</b> .....	<b>17</b>
2.2	MÁQUINAS DE FLUXO.....	18
<b>2.2.1</b>	<b>Bombas centrífugas</b> .....	<b>18</b>
2.2.1.1	Triângulo de velocidades.....	19
2.2.1.2	Equação fundamental.....	20
2.2.1.3	Perdas e rendimentos.....	21
2.2.1.4	Rotação específica.....	24
2.2.1.5	Curvas características.....	25
2.2.1.6	Normas regulamentadoras.....	26
2.2.1.7	Escorvamento.....	27
2.2.1.7.1	<i>Dimensionamento de tanque de escorva</i> .....	28
2.3	FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL.....	30
<b>2.3.1</b>	<b>Método de volumes finitos</b> .....	<b>30</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Modelos de turbulência</b> .....	<b>31</b>
2.4	TRABALHOS CORRELATOS.....	32
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>34</b>
3.1	CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DO PRODUTO ATUAL.....	34
3.2	ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO.....	36
<b>3.2.1</b>	<b>Caracterização da operação da bomba atual</b> .....	<b>36</b>

<b>3.2.2</b>	<b>Análise numérica da bomba atual .....</b>	<b>38</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Dimensionamento do tanque de escorva .....</b>	<b>40</b>
<b>3.2.4</b>	<b>Modelo proposto e sua caracterização .....</b>	<b>41</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>42</b>
4.1	CARACTERIZAÇÃO DA BOMBA ATUAL .....	42
4.2	VALIDAÇÃO DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA .....	42
4.3	MODELO PROPOSTO PROTOTIPADO .....	47
4.4	TANQUE DE ESCORVA .....	50
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>53</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>54</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Bombas centrífugas são máquinas de fluxo que transformam energia mecânica em hidráulica através da rotação do rotor, acoplado frequentemente a um motor elétrico. Rotor e carcaça são projetados para proporcionar um deslocamento adequado do fluido para atender sua função. Além do rotor e carcaça, também compõem uma bomba centrífuga o eixo, mancais, selo mecânico e motor de acionamento. Atualmente possuem aplicações em diversas áreas, sendo utilizadas tanto na indústria quanto em residências. O conjunto motor e bomba é conhecido também por motobomba.

O desenvolvimento de novas tecnologias no setor de piscinas proporcionou uma redução no preço e melhor qualidade dos componentes, aumentando a procura de produtos relacionados a este setor. Como consequência, o mercado de piscinas no Brasil vem crescendo bastante nos últimos anos, sendo que segundo levantamento realizado pela Associação Nacional dos Fabricantes Construtores de Piscinas e Produtos Afins – ANAPP (LAGO, 2003), o Brasil é o segundo país com maior número de piscinas construídas no mundo, com estimativa de 1,3 milhão de unidades instaladas.

Devido à concorrência no setor de bombas aplicadas em piscinas no Brasil, procura-se cada vez mais equipamentos diferenciados, de alta eficiência e que atendam às necessidades dos usuários, obrigando os fabricantes a realizarem melhorias contínuas e novos desenvolvimentos para continuarem ativos e competitivos no mercado.

### 1.1 AMBIENTE DE TRABALHO

A empresa Eberle Equipamento e Processos S.A., nome fantasia Syllent, junto com as marcas Personal Care, Mundial Impala, Gourmet, Creative e Eberle Fashion pertencem ao grupo empresarial Mundial SA, que atua no Brasil e no exterior. Entre os produtos das marcas podem ser citados alicates, tesouras, cortadores, pinças, esmaltes e artigos para cuidados pessoais; facas, talheres e utensílios domésticos, botões e acessórios para a moda e bombas centrífugas.

Este trabalho está sendo realizado nos setores de desenvolvimento de produto juntamente com o laboratório da empresa.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Realizando um estudo da bomba centrífuga com pré-filtro Syllent, foi identificado a oportunidade de aumentar a competitividade com os concorrentes realizando melhorias pontuais no produto, como torná-la autoescorvante, aumento de rendimento e mudança no design para ficar mais atrativa ao cliente.

Com as melhorias apontadas, viu-se a chance de aplica-las junto ao desenvolvimento do TCC.

## 1.3 OBJETIVOS

### 1.3.1 Objetivo geral

Reprojetar a tampa dianteira e o pré-filtro autoescorvante de uma bomba centrífuga e melhorar sua eficiência.

### 1.3.2 Objetivos específicos

Visando atender ao objetivo geral, foram determinados os objetivos específicos a seguir:

- a) compreender os fenômenos que ocorrem em uma bomba centrífuga e a aplicação de simulação numérica para este estudo;
- b) avaliar as curvas características da bomba centrífuga atual;
- c) redefinir especificações de projeto para realizar modificações na bomba original;
- d) simular numericamente as bombas atual e a reprojetada;
- e) desenvolver protótipo físico e testá-lo;
- f) comparar os resultados experimentais com aqueles da simulação numérica e com os da bomba original.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta a revisão bibliográfica de mecânica dos fluidos, máquinas de fluxo e de simulação em *Computational Fluid Dynamics* (CFD) assuntos necessários para o desenvolvimento do projeto aqui realizado, alinhando o conhecimento teórico com o prático.

### 2.1 MECÂNICA DOS FLUIDOS

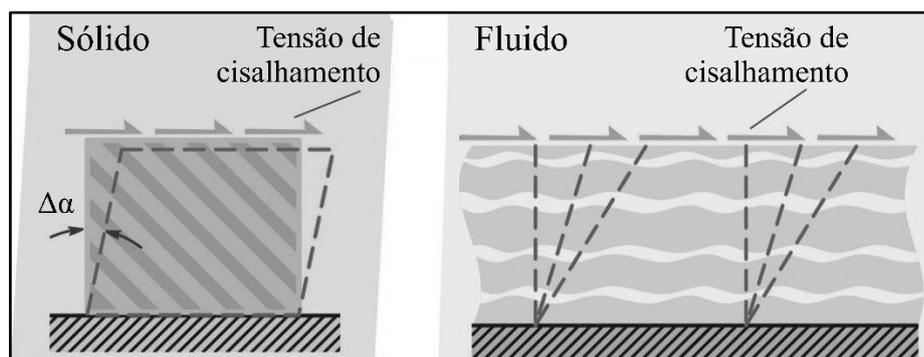
Mecânica dos fluidos é uma das ciências da engenharia que estuda de forma macroscópica o comportamento dos fluidos que estão em repouso ou em movimento e suas propriedades. Esta ciência tem aplicação importante em diversas áreas da engenharia, como em redes de distribuição de água, represas e barragens, bombas e turbinas, motores de combustão interna, aerodinâmica e outros diversos campos (HIBBELER, 2016).

#### 2.1.1 Definição de fluido

A definição mais utilizada para caracterizar um fluido é: uma substância no estado líquido ou gasoso que se deforma continuamente sob a ação de uma força cisalhante (VILANOVA, 2011; BAPTISTA; COELHO, 2014).

Uma maneira de aplicar esta definição, segundo Vilanova (2011), é fazer a comparação do comportamento com uma substância sólida. A Figura 1 mostra a diferença deste comportamento, onde uma tensão de cisalhamento aplicada a um sólido resulta em uma deformação  $\Delta\alpha$  proporcional à tensão aplicada, mantendo-o em repouso. Por outro lado, no fluido, irá ocorrer uma deformação contínua independente da intensidade da tensão aplicada. Este fenômeno que ocorre nos fluidos é conhecido por escoamento.

Figura 1 - Comportamentos de sólido e fluido com uma tensão cisalhante aplicada



Fonte: adaptado de Vilanova (2011)

### 2.1.2 Escoamentos laminar e turbulento

Para Baptista e Coelho (2014), o escoamento pode ser classificado quanto à direção da trajetória das partículas como laminar ou turbulento. Em um escoamento laminar, o fluido possui uma trajetória bem definida em forma de um filete, podendo ocorrer quando o fluido é muito viscoso ou a velocidade de escoamento é muito baixa. No escoamento turbulento, as trajetórias do fluido são irregulares, causando transferência da quantidade de movimento de uma parte a outra do fluido.

Para definir o escoamento, Baptista e Coelho (2014) consideram o número de Reynolds, no qual são relacionadas as propriedades do fluido como massa específica e a viscosidade, a velocidade média do escoamento e a geometria característica de onde o fluido escoar. O número de Reynolds é um parâmetro adimensional, dado pela Equação 1.

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

onde:  $Re$  é o número adimensional de Reynolds [-];

$V$  é a velocidade média do escoamento [m/s];

$D_h$  é a dimensão geométrica característica por onde o fluido escoar [m];

$\rho$  é a massa específica [kg/m<sup>3</sup>];

$\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido [Pa·s].

Para determinados números de Reynolds encontrados, existem valores na literatura que especificam os limites de escoamentos laminares e turbulentos para cada aplicação. Em condutos livres, a pressão da superfície é igual à atmosférica e em condutos forçados a pressão é diferente da atmosférica (ex. tubulações). A Tabela 1 especifica os limites para esses casos (BAPTISTA; COELHO, 2014).

Tabela 1 - Regimes de escoamento e número de Reynolds

<b>Regime</b>	<b>Condutos Livres</b>	<b>Condutos Forçados</b>
Laminar	$Re < 500$	$Re < 2000$
Transição	$500 < Re < 1000$	$2000 < Re < 4000$
Turbulento	$Re > 1000$	$Re > 4000$

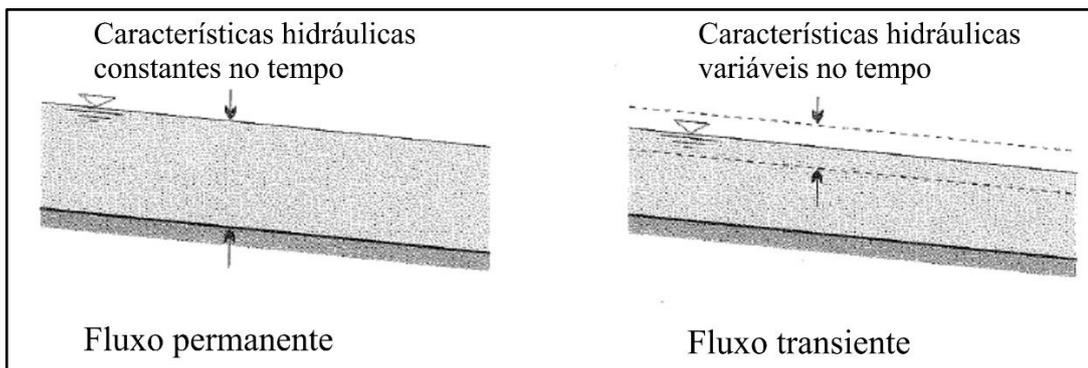
Fonte: adaptado de Baptista e Coelho (2014)

No escoamento em tubulações, de acordo com Karassik et al. (2001), normalmente o número de Reynolds se encontra acima de 4000. Consequentemente em quase todos os casos o escoamento é turbulento.

### 2.1.3 Escoamentos permanente e transitório

O escoamento também pode ser classificado pelo seu comportamento com a variação do tempo em permanente e transitório. Em regime permanente não ocorre mudanças em nenhuma propriedade do fluido no decorrer do tempo, como velocidade, massa específica, pressão, etc. Já no escoamento transitório elas ocorrem ao longo do tempo, podendo ocorrer pouca alternância das propriedades em variações lentas e altas alternâncias em variações bruscas. A Figura 2 ilustra a diferença entre escoamentos permanente e transitório, destacando neste último a variação da vazão com o tempo (BAPTISTA; COELHO, 2014).

Figura 2 - Escoamentos permanente e transitório



Fonte: Baptista e Coelho (2014)

### 2.1.4 Equação da conservação da energia

A equação de Bernoulli estendida foi desenvolvida através da 1ª Lei da Termodinâmica aplicada ao escoamento de fluidos. A primeira lei da termodinâmica, também conhecida como Princípio da Conservação da Energia, estabelece que a energia no estado inicial mais ou menos qualquer energia adicionada ou subtraída no sistema deve ser igual a energia no estado final (POTTER; WIGGERT; RAMADAN, 2014; BAPTISTA; COELHO, 2014).

A soma das três formas básicas de energia em escoamentos: cinética, de pressão e potencial são constantes e aplicando a primeira lei da Termodinâmica resulta na equação da conservação de energia para escoamento de fluidos (Equação 2).

$$\left(\frac{V_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot z_2\right) = \left(\frac{V_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot z_1\right) \pm w - e_p \quad (2)$$

onde:  $V$  é a velocidade do fluido em uma posição [m/s];

$p$  é a pressão do fluido nessa posição [Pa];

$\rho$  é a massa específica do fluido [kg/m<sup>3</sup>];

$g$  é a aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>];

$z$  é a altura da posição considerada em relação ao referencial [m];

$w$  é a energia aplicada ou retirada por alguma máquina [m];

$e_p$  é a perda de energia mecânica ou perda de carga [m].

### 2.1.5 Equações de Navier-Stokes

De acordo com Potter, Wiggert e Ramadan (2014), as equações da quantidade de movimento para escoamentos viscosos, conhecidas como equações de Navier-Stokes, descrevem o comportamento de um fluido. Estas equações são diferenciais e resultam da aplicação da 2ª Lei de Newton.

Para aplicação das equações de Navier-Stokes é necessário considerar que seja um fluido newtoniano, isotrópico e incompressível. Os fluidos newtonianos apresentam o comportamento do gradiente de velocidade ser diretamente proporcional à tensão cisalhante aplicada, isto é, a viscosidade ser constante. Alguns fluidos comuns possuem esta particularidade, como a água, o óleo e o ar. Aplicando a linearidade do fluido newtoniano, consegue-se definir as equações de Navier-Stokes conforme Equações 3, 4 e 5, onde os termos do lado esquerdo são referentes às acelerações e os do lado direito, às forças. (POTTER; WIGGERT; RAMADAN, 2014).

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot g_x + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \quad (3)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho \cdot g_y + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (4)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho \cdot g_z + \mu \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (5)$$

onde:  $u$  é a componente em x da velocidade do fluido [m/s];

$v$  é a componente em y da velocidade do fluido [m/s];

$w$  é a componente em  $z$  da velocidade do fluido [m/s];

Reduzindo-se as equações de Navier-Stokes à forma vetorial chega-se na Equação 6.

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla}p + \rho \cdot \vec{g} + \mu \cdot \nabla^2 \vec{v} \quad (6)$$

A dinâmica dos fluidos computacional é um exemplo da aplicação das equações de Navier-Stokes. O CFD utiliza soluções tridimensionais que utilizam tais equações para prever o escoamento do fluido. Para Karassik et al. (2001), as incertezas das predições de desempenho em bombas estão sendo superadas devido a dinâmica dos fluidos computacional, agilizando a solução de problemas e melhorando sua precisão.

## 2.2 MÁQUINAS DE FLUXO

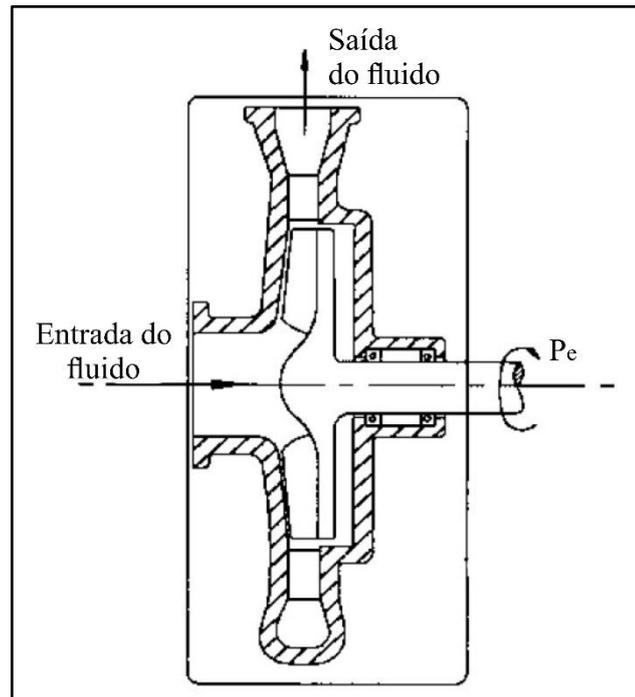
As máquinas de fluxo podem ser descritas, segundo Potter, Wiggert e Ramadan (2014 p.536), como “dispositivos que fornecem ou extraem energia de um líquido que escoar por meio de impelidores rotativos ou pás”. As máquinas de fluxo podem ser classificadas como motoras, quando a energia hidráulica é convertida em energia mecânica, ou geradoras, quando ocorre o oposto. Neste trabalho são abordadas apenas as máquinas geradoras, em específico as bombas centrífugas.

### 2.2.1 Bombas centrífugas

São máquinas rotativas onde a pressão e a vazão são geradas dinamicamente através da rotação do rotor, acoplado frequentemente a um motor elétrico. Na Figura 3 é ilustrado um corte axial em uma bomba centrífuga, onde o fluido entra pela sucção, passa pelas pás do rotor ou impelidor e sai pela voluta (KARASSIK et al., 2001).

De acordo com Hibbeler (2016) e Houghtalen, Hwang e Akan (2012), as bombas centrífugas são as mais comuns encontradas nos sistemas hidráulicos hoje em dia, aplicadas na indústria, no meio agrícola e em residências. Devido a isso, muitos estudos são feitos para melhorar suas características e sua eficiência.

Figura 3 - Trajetória do fluido no interior de uma bomba centrífuga



Fonte: adaptado de Karassik et al. (2001)

### 2.2.1.1 Triângulo de velocidades

O triângulo de velocidades é a representação gráfica da análise das partículas do fluido que percorrem o perfil das pás do rotor. É utilizado para análise e projeto, onde de um modo simplificado, considera-se que o deslocamento das partículas possui duas trajetórias, a trajetória relativa, no qual se considera como referência o observador girando com a pá e a trajetória absoluta, onde a referência é um ponto fixo externo ao rotor. Considerando o vetor de velocidade absoluta e sua composição geométrica, obtém-se a equação vetorial fundamental do triângulo de velocidades, Equação 7 (MACINTYRE, 1997).

$$V = v + V_t \quad (7)$$

onde:  $V$  é a velocidade absoluta do fluido [m/s];

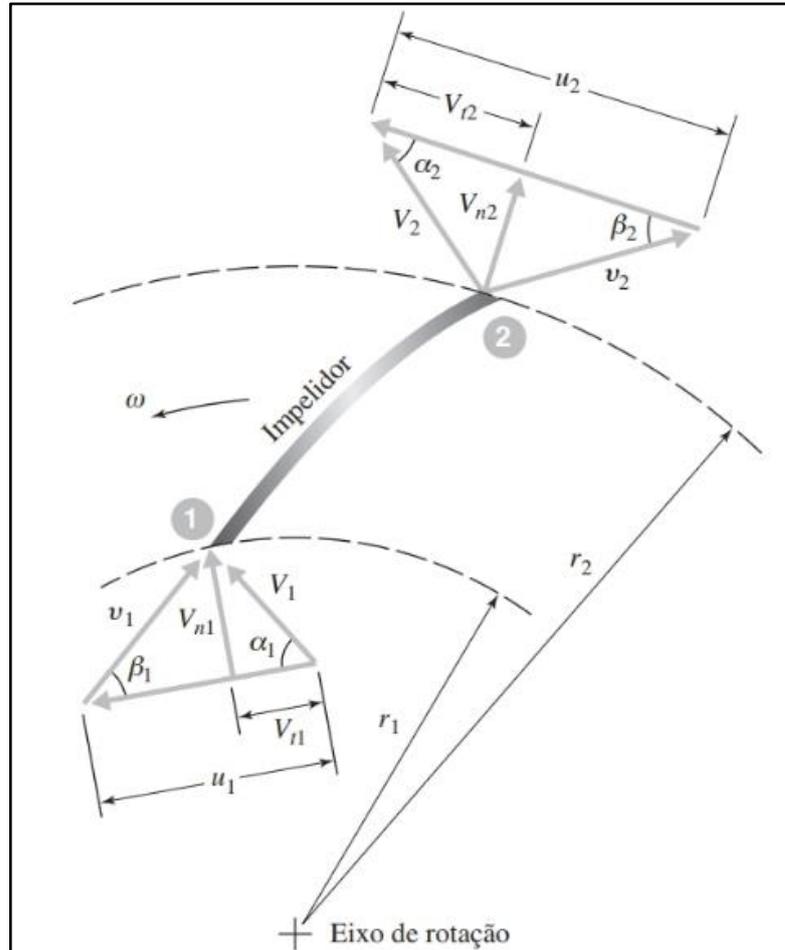
$v$  é a velocidade do fluido em relação à pá [m/s];

$V_t$  é a componente tangencial da velocidade absoluta do fluido [m/s].

Aplicando o diagrama de velocidades mostrado na Figura 4, segundo Potter, Wiggert e Ramadan (2014), obtém-se alguns dados importantes para o projeto, como os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$ . O ângulo entre a velocidade absoluta do fluido  $V$  e a velocidade tangencial do rotor  $u$  é o  $\alpha$ . Já

o ângulo  $\beta$ , chamado também de ângulo de inclinação das pás, é o ângulo entre a velocidade medida do fluido em relação a pá  $v$  e o  $u$ .

Figura 4 - Diagrama de velocidades



Fonte: Potter, Wiggert e Ramadan (2014)

Com a aplicação de regras trigonométricas e tendo o conhecimento de alguns dados iniciais de projeto, pode-se estudar o perfil das pás de uma bomba centrífuga.

#### 2.2.1.2 Equação fundamental

No escoamento de um fluido no interior de um canal, o fluido exerce forças sobre as paredes do sistema e, conseqüentemente, recebe forças de iguais intensidades. Em um rotor de uma bomba, a soma dos momentos resultantes dessas forças com relação ao eixo de giro resulta no momento de elevação. Acrescido do momento resistente no mancal tem-se,

conforme Equação 8, o momento que o motor deve aplicar ao eixo para manter o rotor em movimento uniforme (MACINTYRE, 1997).

$$M_m = M_e + M_p \quad (8)$$

onde:  $M_m$  é o momento do motor [N·m];

$M_e$  é o momento de elevação [N·m];

$M_p$  é o momento resistente no mancal [N·m].

Para o efeito resultante apenas as componentes das forças que geram momento em relação ao eixo de rotação ( $u$ ,  $V_t$ ) são consideradas. Então, as forças radiais e o peso não têm efeito no resultado. O valor de momento é obtido em função da pressão e vazão. Por se tratar de bombas centrífugas, e adotando a consideração normal do fluido entrar radialmente no rotor ( $V_{t1}=0$ ), apenas as velocidades na saída do rotor ( $u_2$ ,  $V_{t2}$ ) são analisadas. Com isso, chega-se à Equação 9, que é a fundamental das bombas centrífugas, também conhecida por Equação de Euler (MACINTYRE, 1997).

$$g \cdot H_t = u_2 \cdot V_{t2} \quad (9)$$

onde:  $g$  é a força da gravidade [m/s<sup>2</sup>];

$H_t$  é altura de elevação teórica [m];

$u$  é a velocidade tangencial do rotor [m/s];

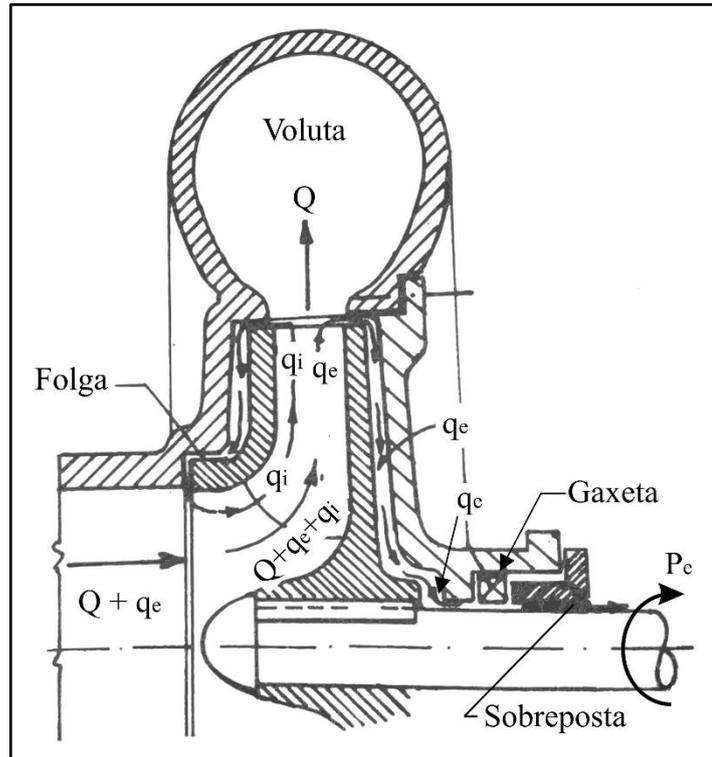
$V_t$  é a componente tangencial da velocidade absoluta do fluido [m/s].

### 2.2.1.3 Perdas e rendimentos

As perdas em bombas centrífugas podem ser divididas em hidráulicas, volumétricas e mecânicas e cada uma delas possui um rendimento específico conforme segue:

- a) hidráulicas, que ocorrem por consequência do atrito viscoso, choques e turbulência do fluido na entrada da bomba, no rotor, nos canais entre pás, no canal de recalque até a saída do fluido;
- b) volumétricas, que acontecem devido à redução da descarga útil da bomba. Podem ser exteriores ( $q_e$ ), devido a fugas e vazamentos na folga entre o eixo e a carcaça da bomba; ou interiores ( $q_i$ ), ver Figura 5 no qual ocorre a recirculação do fluido que sai do rotor para a sua entrada;

Figura 5 - Perdas volumétricas



Fonte: Macintyre (1997)

c) mecânicas, que ocorrem devido aos atritos de mancais e gaxetas e imperfeições dos componentes mecânicos.

De acordo com Macintyre (1997), as bombas centrífugas possuem quatro tipos de rendimentos: volumétrico, mecânico, hidráulico e total. Para mensurá-los é necessário considerar as cargas ideais de projeto e as cargas reais, sendo as reais menores devido as perdas dentro da bomba.

O rendimento hidráulico é obtido através da razão entre a energia disponível pelo fluido na entrada da bomba e a energia específica que realmente as pás do rotor recebem do fluido. Simplificando, pode-se fazer uma relação entre a altura de elevação e altura de elevação teórica conforme Equação 10 (HENN, 2006).

$$\eta_h = \frac{Y}{Y + E_p} = \frac{Y}{Y_{pá}} = \frac{H}{H_t} \quad (10)$$

onde:  $\eta_h$  é o rendimento hidráulico [-];

$Y$  é a energia recebida pelo fluido ao passar pela bomba [J/kg]

$E_p$  é a energia específica referente às perdas hidráulicas [J/kg];

$Y_{pá}$  é a energia que as pás fornecem ao fluido para compensar as perdas [J/kg];

$H$  é a altura de elevação [m];

$H_t$  é a altura de elevação teórica [m].

O rendimento volumétrico, conforme Equação 11, é a relação entre a vazão efetiva de recalque que sai da bomba com a que passa pelo rotor e circula no seu interior.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} = \frac{Q}{Q'} \quad (11)$$

onde:  $\eta_v$  é o rendimento volumétrico [-];

$Q$  é a vazão de recalque efetiva [m<sup>3</sup>/s];

$q_e$  são as perdas volumétricas exteriores [m<sup>3</sup>/s];

$q_i$  são as perdas volumétricas interiores [m<sup>3</sup>/s];

$Q'$  é a vazão no interior da bomba [m<sup>3</sup>/s].

O rendimento mecânico é a razão entre a potência interna e a potência no eixo da bomba, também conhecida como consumo de energia da bomba fornecida pelo motor, conforme Equação 12.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} \quad (12)$$

onde:  $\eta_m$  é o rendimento mecânico [-];

$P_i$  é a potência interna da bomba [W];

$P_e$  é a potência no eixo da bomba [W].

Segundo Henn (2006), considerando todas as perdas que ocorrem em uma bomba centrífuga, pode-se definir o rendimento total como a relação entre a potência que o fluido recebe ao passar pela máquina e a potência no seu eixo conforme a Equação 13.

$$\eta = \frac{P}{P_e} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{P_e} \quad (13)$$

onde:  $\eta$  é o rendimento total [-];

$P$  é a potência que o fluido recebe ao passar pela bomba [W].

### 2.2.1.4 Rotação específica

A rotação específica tem como função determinar o formato do rotor e a eficiência máxima esperada da bomba. Para encontrá-la, é considerado uma bomba geometricamente semelhante a estudada, capaz de elevar 1 m<sup>3</sup> de água por segundo à altura de 1 m, conforme Equação 14 (MACINTYRE, 1997).

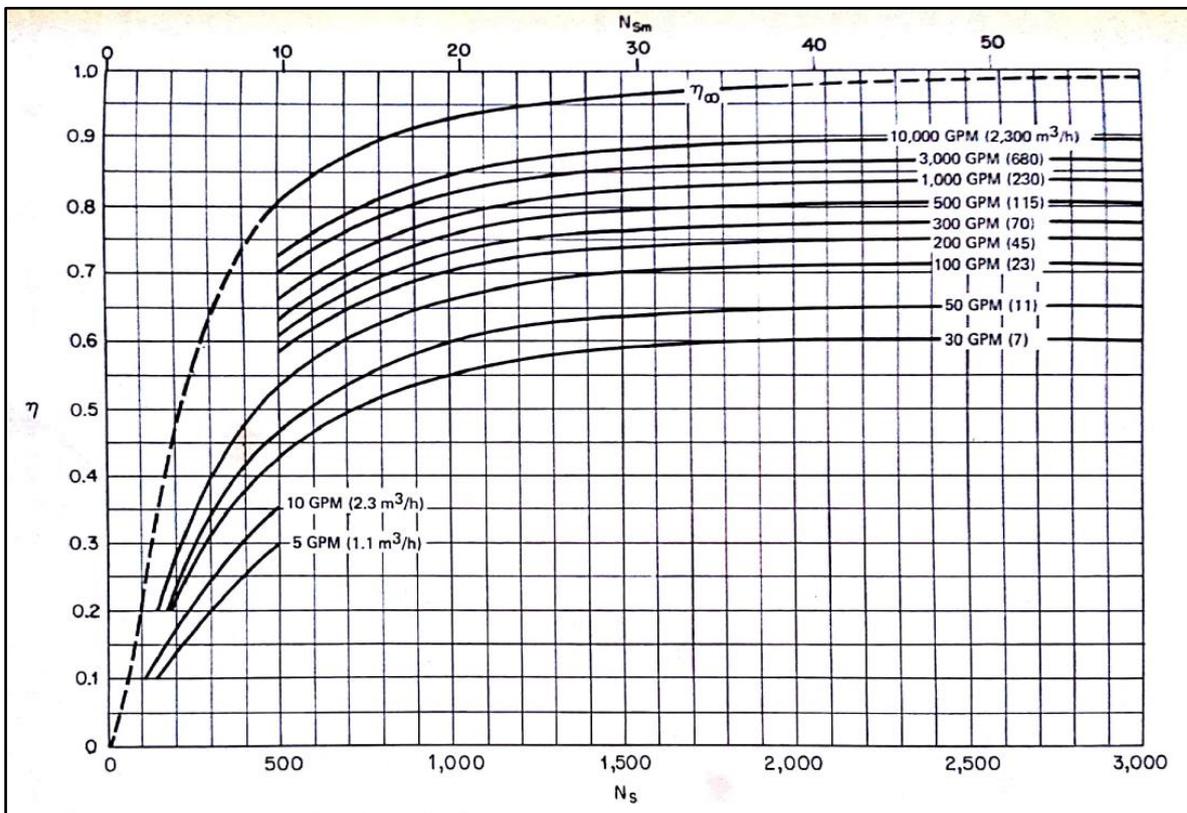
$$N_{sm} = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (14)$$

onde:  $N_{sm}$  é a rotação específica da bomba semelhante [-];

$N$  é a rotação da bomba [rpm].

Com o objetivo de se ter uma referência de eficiência de bombas centrífugas no projeto, foi criada uma curva com médias aproximadas de rotação específica ( $N_{sm}$ ) pelo rendimento da bomba ( $\eta$ ) (Figura 6). A curva mostra a eficiência de bombas com  $N_{sm}$  de até 58 rpm e vazões de 1,1 a 2300 m<sup>3</sup>/h (KARASSIK et al., 1976).

Figura 6 - Curvas de rotação específica pelo rendimento da bomba



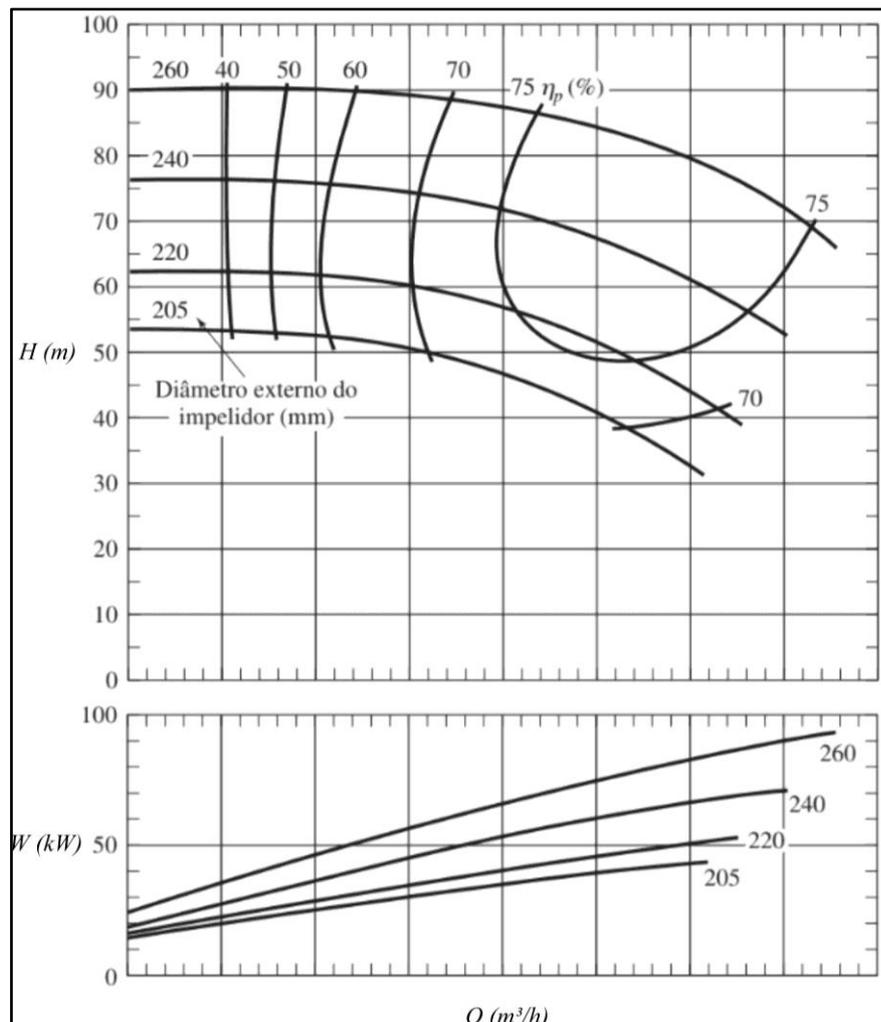
Fonte: Karassik et al. (1976)

### 2.2.1.5 Curvas características

As curvas características são representações gráficas do desempenho esperado das bombas e geralmente são fornecidas pelos fabricantes com o propósito de facilitar o projetista da instalação hidráulica. Estas curvas podem ser reais, geradas através de testes em laboratório e em campo para simular o funcionamento e proporcionar dados confiáveis. As curvas podem também ser obtidas através da teoria de semelhanças ou como modelo ideal de projeto, que por sua vez são produzidas a partir da equação fundamental ou CFD (HOUGHTALEN; HWANG; AKAN, 2012).

A Figura 7 exemplifica curvas características de altura de elevação (que informa também as linhas de rendimento constante) e de potência em função da vazão para uma bomba centrífuga, para quatro diâmetros distintos de rotor.

Figura 7 - Exemplo de curvas características de bombas centrífugas para quatro diâmetros diferentes de rotor



Fonte: adaptado de Potter, Wiggert e Ramadan (2014)

As curvas têm o objetivo de mostrar o comportamento das bombas em diversas situações de aplicação. O *best efficiency point* (BEP) é o ponto onde a bomba possui a maior eficiência, sendo este o ponto procurado por projetistas para operação. Para determinar o ponto de operação da bomba é necessário cruzar a curva gerada pelo sistema de bombeamento com a curva característica da bomba. O ponto de intersecção entre as duas curvas é o ponto de operação, sendo comparado com o BEP para identificar a eficiência da bomba (KARASSIK et al., 2001).

#### 2.2.1.6 Normas regulamentadoras

No desenvolvimento do projeto de uma bomba centrífuga, com a intenção de atender aos critérios regulamentares, existem diversos testes a serem realizados no produto para garantir níveis de segurança e conforto aos usuários, que são especificados em diversas normas. Algumas delas estão apresentadas a seguir.

O INMETRO (2010) especifica testes, cálculos e métodos necessários para definir a eficiência de bombas e motobombas centrífugas e o mecanismo de etiquetagem segundo o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL).

O IEC (2010) especifica os ensaios de segurança para equipamentos elétricos, onde possuem os níveis de aceitação de proteção contra perigos elétricos, mecânicos, térmicos, inflamabilidade e radiação.

A ABNT (1988) especifica características que devem ser consideradas no projeto de sistemas de recirculação e tratamento de água em piscinas, mantendo a higiene e conforto dos usuários.

Os testes necessários para a homologação das bombas centrífugas especificados nas normas citadas são desenvolvidos em laboratórios. Conforme sua aplicação, pode haver outras normas dependendo do regulamento de cada país. Devido às bombas centrífugas Syllent possuírem um sistema de refrigeração à água, e não a ar através de ventilador, elas não se enquadram no PROCEL. Porém os valores de eficiência de modelos refrigerados a ar são usados como referência para controle do produto e aperfeiçoamento.

### 2.2.1.7 Escorvamento

Escorvamento de uma bomba centrífuga consiste em preenchê-la com água, retirando todo o ar do seu interior. Isto é necessário na instalação ou na manutenção do equipamento. O ar normalmente é expelido da bomba através de uma válvula (KARASSIK et al., 2001).

As bombas instaladas com a sucção abaixo do nível da água (afogadas) escorvam automaticamente devido à pressão da sucção ser maior do que a atmosférica. Já as bombas instaladas com a sucção acima do nível da água (a não ser aquelas com denominação autoescorvantes) não conseguem retirar o ar do seu interior devido ao peso específico do ar ser aproximadamente oitocentas vezes menor que o da água. Visto que não é possível simplesmente instalar uma bomba centrífuga convencional acima do nível da água, há alguns dispositivos que podem providenciar isto, como válvula de pé, tanque de escorva e dispositivos à vácuo (KARASSIK et al., 2001).

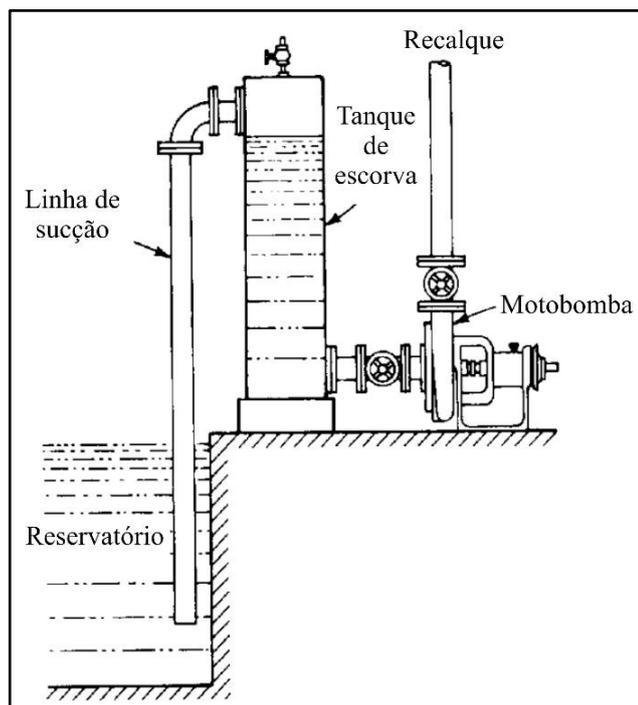
As válvulas de pé são instaladas na extremidade inferior da linha de sucção da bomba e permitem o escoamento do líquido apenas em um sentido, isto é, quando a bomba está ligada permite que o fluido passe pela válvula, porém quando desligada a válvula fecha, mantendo a bomba e a tubulação cheias d'água. Como desvantagens, as válvulas de pé possuem uma grande perda de carga; o líquido deve ser isento de pequenas partículas, pois podem bloquear a válvula; e podem ocorrer vazamentos, ocasionando na perda da escorva.

O tanque de escorva, conforme Figura 8, é acoplado na sucção da bomba. Quando ela é desligada, a tubulação é esvaziada, mas água permanece no interior do tanque. Quando religada, o líquido do tanque de escorva cria um vácuo forçando a água a subir pela tubulação de sucção, até o escorvamento da bomba.

Os dispositivos à vácuo são externos à linha de sucção da bomba e removem o ar até que a pressão da tubulação se torne abaixo da pressão atmosférica, fazendo com que o líquido entre na bomba.

De acordo com Karassik et al., (2001), o tempo necessário para realizar o escorvamento, tanto no caso do tanque de escorva como dispositivos à vácuo, depende do volume de ar, do vácuo inicial e final e da capacidade de produção de vácuo durante o ciclo de escorva. Devido à complexidade, os cálculos de tempo de escorva estão além do escopo deste trabalho.

Figura 8 - Tanque de escorva



Fonte: adaptado de Karassik et al. (2001)

#### 2.2.1.7.1 Dimensionamento de tanque de escorva

Segundo Karassik et al. (2001), o volume útil do tanque de escorva ( $V_u$ ) deve ser aproximadamente três vezes o volume da tubulação de sucção. Porém, Betini et al. (2008) comentam que, na prática, em aplicações em sistemas de irrigação ocorrem falhas ao utilizar essa orientação, e a bomba não consegue ser escorvada. Com isto, os autores fizeram um estudo aplicando a Lei de Boyle para o dimensionamento de tanques de escorva.

A Lei Geral dos Gases Perfeitos, conhecida como Lei de Boyle, baseia-se nos parâmetros da aspiração da bomba. Pode-se aplicar esta lei devido a todos os gases se comportarem idealmente quando submetidos a baixas pressões (até 1 atm). Os resultados são satisfatórios quando a massa específica do gás que ocupa a sucção da bomba for da ordem de um milésimo do líquido a ser recalcado. Por se tratar de um sistema envolvendo água e ar, as massas específicas à 15 °C e ao nível do mar são de aproximadamente 1000 e 1,22 kg/m<sup>3</sup>, respectivamente, presume-se que a Lei de Boyle possa ser aplicada, conforme Equação 15, para um processo isotérmico (BETINI et al., 2008).

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad (15)$$

onde:  $p$  é a pressão do fluido [Pa];  
 $V$  é o volume [m<sup>3</sup>].

Para calcular o tanque de escorva, deve-se considerar o estado inicial, onde o líquido está ocupando o volume útil e o gás ocupa a tubulação e o volume livre do tanque, resultando na Equação 16. A Figura 9 ilustra as variáveis usadas nesta dedução.

$$V_{ar,1} = V_t + V_l \quad (16)$$

onde:  $V_t$  é o volume da tubulação de sucção acima da superfície livre do reservatório [m<sup>3</sup>];  
 $V_l$  é o volume livre do tanque de escorva [m<sup>3</sup>].

Já no estado final, a água passa a ocupar a tubulação e o nível do líquido no interior do tanque passa a ser ocupado pelo gás, obtendo-se a Equação 17.

$$V_{ar,2} = V_l + V_u \quad (17)$$

onde:  $V_u$  é o volume útil do tanque de escorva [m<sup>3</sup>].

A pressão inicial é a atmosférica,  $p_0$  [Pa], e a final é a diferença entre esta e a de sucção,  $p_s$  [Pa], resultando nas Equações 18 e 19. O efeito das perdas de carga da tubulação é considerado na pressão de sucção.

$$p_1 = p_0 \quad (18)$$

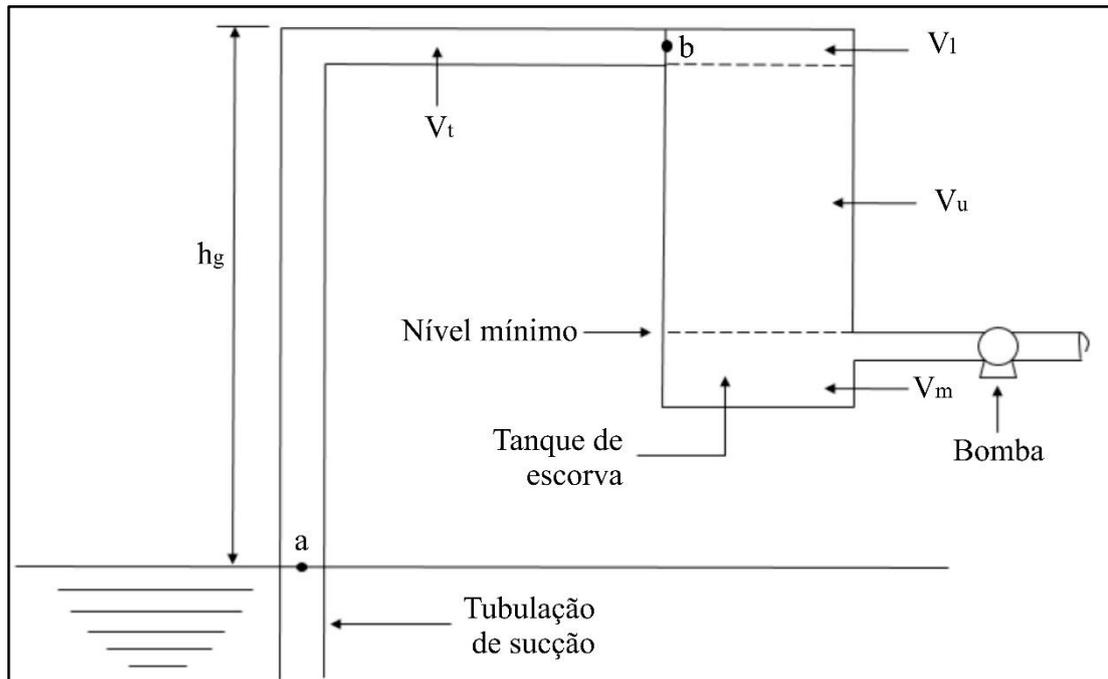
$$p_2 = p_0 - p_s \quad (19)$$

Transformando as pressões para alturas manométricas através da divisão por  $\rho \cdot g$ , obtém-se a Equação 20 para o dimensionamento de tanques de escorva.

$$\frac{(V_u + V_l)}{(V_t + V_l)} = \frac{H_0}{H_0 - H_s} \quad (20)$$

onde:  $H_0$  é a altura manométrica correspondente à pressão atmosférica [m];  
 $H_s$  é a altura de sucção [m].

Figura 9 - Variáveis usadas no dimensionamento de um tanque de escorva



Fonte: Zinani e Adamy (2018)

## 2.3 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

Também conhecido pela sigla CFD, é um método utilizado para realizar simulações numéricas computacionais que envolvem o escoamento de fluidos, transferência de calor e outros processos. Esta técnica abrange a solução numérica das equações fundamentais de mecânica de fluidos, como as equações de conservação de massa e de energia, quantidade de movimento e propriedades do fluido, conhecidas também como equações de Navier-Stokes (VERGEL, 2013).

Conforme Sodja (2007), a resolução de um problema utilizando CFD normalmente consiste de quatro etapas: gerações do modelo geométrico e da malha, configuração do modelo físico, solução e pós-processamento.

### 2.3.1 Método de volumes finitos

O método de volumes finitos, segundo Vergel (2013), é o mais utilizado na área de mecânica dos fluidos devido à robustez e às características conservativas, e por isto é o que tem maior aplicação em pacotes comerciais. Este método divide o domínio em volumes elementares, satisfazendo a conservação das propriedades de transporte de cada volume e através da integração das equações de Navier-Stokes obtêm-se as equações aproximadas.

Estas equações aplicadas em todos os volumes elementares geram os valores de todas as propriedades envolvidas em cada elemento.

A geração de malha é utilizada para dividir o domínio físico em volumes elementares, podendo conter elementos de diversas formas e tamanhos. Pode-se classificá-las em malhas estruturadas, onde cada volume de controle possui a mesma distribuição, formas e tamanho, seguindo uma lógica; e em malhas não-estruturadas, em que a disposição e a orientação são aleatórias. Esta escolha de malha depende da geometria estudada (LUCAS, 2014).

### 2.3.2 Modelos de turbulência

O escoamento turbulento, conforme citado na seção 2.1.2 (p. 15), está associado a um elevado número de Reynolds. Devido à instabilidade do fluido, há certa complexidade no comportamento da turbulência e com isso diferentes modelos são necessários para atender às diversas simulações numéricas.

Os modelos *Reynolds-Averaged Navier-Stokes* (RANS) são baseados na decomposição das equações de Navier-Stokes e são os mais utilizados. As variações mais utilizadas dos modelos RANS são as de duas equações, pelo seu amplo grau de aplicabilidade e precisão. Nos modelos  $k-\epsilon$  e  $k-\omega$  são utilizadas uma equação para a energia cinética ( $k$ ) e outra para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta ( $\epsilon$  ou  $\omega$ ). A diferença entre os modelos é que  $k-\epsilon$  prevê melhor valores em regiões mais afastadas das paredes enquanto  $k-\omega$  o faz em regiões mais próximas delas. O modelo *Shear Stress Transport* (SST) consiste na resolução simultânea dos modelos  $k-\epsilon$  e  $k-\omega$ , abrangendo as regiões próximas e afastadas das paredes e promovendo resultados mais confiáveis (PERES, 2002).

No modelo *Direct Numerical Simulation* (DNS), a simulação resolve numericamente todos os fenômenos turbulentos em todas as escalas de tempo e comprimento as equações de Navier-Stokes e da continuidade, sem as simplificações ou aproximações utilizadas nos demais métodos. Com isso, os resultados obtidos podem ser considerados equivalentes aos dados experimentais, devido a sua precisão. Todavia, se faz necessário recursos computacionais de alto desempenho para utilizar este modelo (SODJA, 2007).

O modelo *Large-Eddy Simulation* (LES) simula a turbulência utilizando uma malha especial, que tem a função de isolar os turbilhões pequenos dos de média e grande escala, isentando a captura de flutuações randômicas que se desenvolvem no escoamento. Os resultados desse modelo são bastante exatos, os recursos computacionais necessários são

inferiores ao DNS, porém, o tempo de processamento é maior (VERGEL, 2013; SODJA, 2007).

#### 2.4 TRABALHOS CORRELATOS

No escorvamento de bombas, Betini et al. (2008) avaliaram a substituição de válvula de pé por tanque de escorva em sistemas de bombeamento. Eles basearam-se na Lei de Boyle para realizar o dimensionamento de dois modelos de tanques cilíndricos para avaliação, utilizando uma bomba de aproximado 3 kW, sendo o primeiro com diâmetro de 0,46 m e altura 0,49 m e o segundo com diâmetro 0,29 m por 0,80 m de altura. Nos testes, foi identificado que ambos os tanques necessitaram de um acréscimo no volume comparado aos valores calculados pela Lei de Boyle, sendo 9% e 30% para os tanques 1 e 2, respectivamente. Os autores atribuíram as diferenças a fatores não previstos, como formato e posição do tanque.

Seguindo a mesma teoria, Zinani e Adamy (2018) modelaram o tanque de escorva para um sistema de descarte de óleo devido a repetitivas obstruções na utilização de válvula de pé. Utilizando a Lei de Boyle com as propriedades do óleo e do ar, o tanque de escorva cilíndrico para uma bomba de 7,3 kW ficou com diâmetro 0,38 m e altura 1,30 m. Os autores concluíram que a substituição da válvula de pé diminuiu a perda de carga do sistema e que as relações de volumes obtidas entre as medições realizadas e os cálculos foram próximas, mantendo o sistema escorvado conforme previsto.

Com a proposta de aumento da eficiência em bombas centrífugas, Fabro (2017) realizou diversas alterações no equipamento para atingir este objetivo. Foi utilizada uma bomba de 0,37 kW, onde primeiramente foi modificada a linha de sucção da bomba para permitir um fluxo mais direto ao seu interior. Também para facilitar o fluxo foi modificado o recalque da bomba, com os cantos vivos substituídos por arredondamentos. Foram verificados aumentos de 24,8% no rendimento e 26,6% na vazão máxima em relação à bomba original. Foi desenvolvido também um novo rotor, que proporcionou aumento de 10% no rendimento total em comparação com o da bomba original. Ambas as alterações resultaram aumentos de rendimento conforme previsto.

Molon et al. (2014) modelaram e realizaram a simulação CFD do rotor de uma bomba centrífuga com o objetivo de prever suas curvas características. A geometria do rotor simulado foi obtida a partir da teoria dos triângulos de velocidades. A malha utilizada foi de formato tetraédrico, com rotação constante, modelo de turbulência k- $\epsilon$  com intensidade de 5%

e considerado deformação na malha. A simulação foi realizada pelo software ANSYS CFX. Os autores concluíram que a curva simulada ficou um pouco deslocada para baixo em comparação à curva de catálogo devido à simulação ter sido realizada apenas com o rotor, não prevendo o ganho de pressão estática real (rotor e voluta). Apesar desta diferença, os resultados da simulação foram satisfatórios e coerentes com a teoria.

Com a alteração das pás do rotor, Heo et al. (2016) propuseram o aumento da eficiência de uma bomba centrífuga modelando e realizando simulação numérica RANS e método SST. Através dos modelos de otimização *Response Surface Approximation* (RSA), *Kriging* (KRG) e *Radial Basis Neural Network* (RBNN), obtiveram aumentos da eficiência total de 1,60%, 1,72% e 2,01%, respectivamente. Em comparação com os dados experimentais, o modelo RBNN apresentou resultados satisfatórios com uma discrepância de 2,9% no rendimento total e 4,4% na altura de descarga da bomba.

Yang et al. (2013) realizaram estudos teóricos, experimentais e numéricos sobre a influência do diâmetro do rotor em bombas centrífugas utilizadas como turbinas. Para realizar a geração da malha foi utilizado o formato hexaédrico para os elementos e o modelo de turbulência k- $\epsilon$  com critério de convergência considerando que o resíduo máximo deveria ser menor ou igual a  $10^{-6}$ . Os diâmetros do rotor utilizados foram de 215, 235 e 255 mm. Houve pequenas diferenças nos valores de pressão, vazão e eficiência no BEP entre a simulação numérica e os valores experimentais, que os autores atribuíram a não consideração das perdas mecânicas e de vazamentos. Todavia, consideram os resultados bons e que a simulação CFD é válida para estudo de melhorias em bombas centrífugas utilizadas como turbinas.

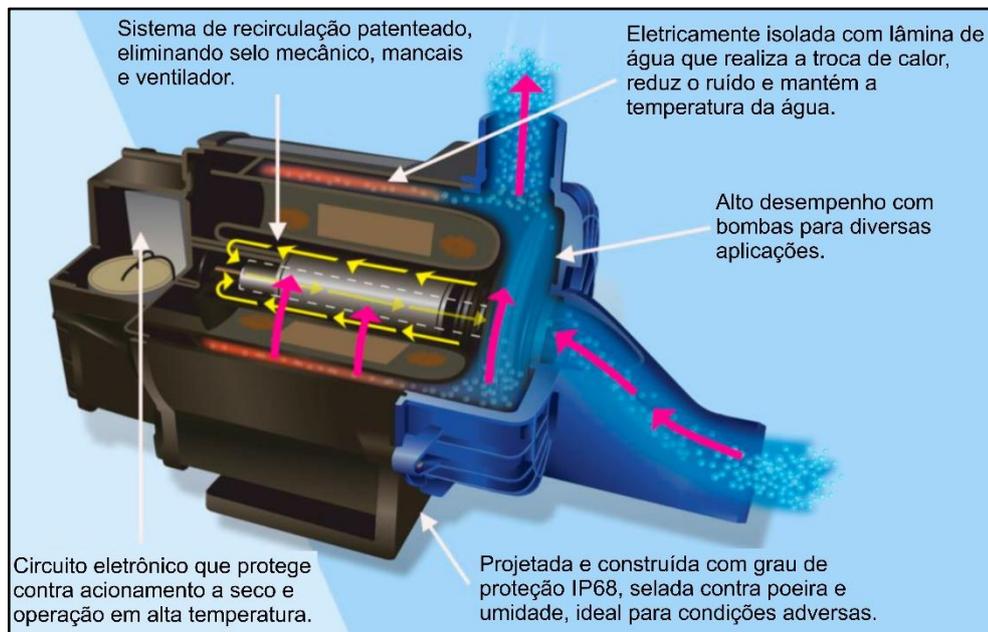
Os trabalhos correlatos e as demais teorias mostradas na revisão bibliográfica foram utilizadas com a finalidade de ajudar a concretizar os objetivos deste trabalho, embasando o seu desenvolvimento.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DO PRODUTO ATUAL

Normalmente bombas centrífugas possuem um sistema de resfriamento a ar do motor elétrico que é realizado por meio de um ventilador que fica localizado na sua parte externa. Estas bombas possuem mancais e selo mecânico que servem de apoio ao eixo do rotor e vedação entre a carcaça da bomba e o motor. No ano de 2003, a empresa Syllent lançou no mercado uma bomba com sistema de refrigeração inovador, patenteada. Neste sistema, mostrado na Figura 10, o arrefecimento é feito pelo fluido circulante no interior da bomba e possui um conjunto de rotor conjugado que opera flutuante através da indução de forças magnéticas geradas pelo estator, sendo lubrificado por uma fina camada do fluido. Com essas peculiaridades, a bomba é isenta de ventilador, mancais e selo mecânico, proporcionando um equipamento com ruído reduzido. Devido às estas características, sua eficiência é mantida ao longo do tempo, pois não há componentes mecânicos a serem desgastados e nenhum componente é corrosível (MUNDIAL S/A PRODUTOS DE CONSUMO, 2014).

Figura 10 - Sistema de arrefecimento da bomba Syllent



Fonte: adaptado de Syllent (2018)

O produto atual foi desenvolvido com a intenção de entrar em um novo mercado, o de piscinas, para conhecer as suas peculiaridades e como o público reagiria às bombas

Syllent. Com isso foi adaptado em uma bomba de hidromassagem um pré-filtro na linha de sucção (Figura 11) e realizado testes em laboratório comparando com o funcionamento e especificações de bombas de concorrentes.

Figura 11 - Bomba atual com pré-filtro acoplado Syllent



Fonte: Syllent (2018)

Com uma linha aplicada em piscinas, as bombas centrífugas Syllent possuem como principal função a circulação de água em sistemas de cascata, de aquecimento e de filtragem, junto com o pré-filtro e filtro. Este sistema tem a função de remover impurezas como folhas, insetos, pedras, terra, areia, etc., e homogeneizar a mistura dos produtos químicos utilizados na limpeza.

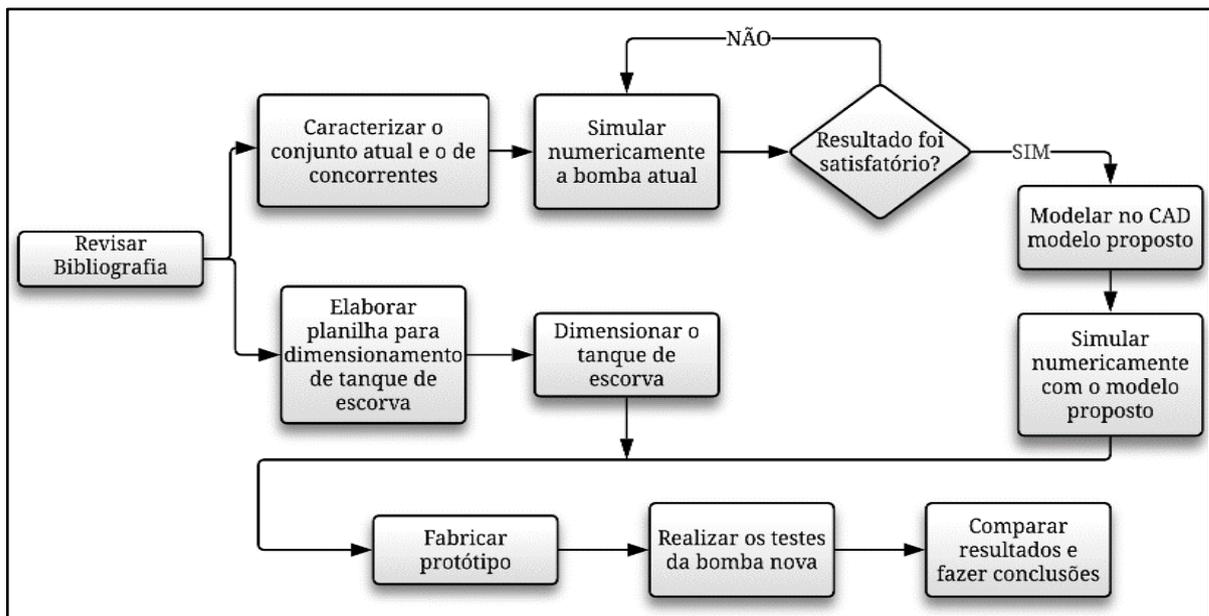
Após algum tempo com o produto no mercado e com a avaliação de clientes, pode-se constatar alguns pontos fortes e fracos da bomba. Como pontos fortes foram identificados o baixo ruído; a isenção de corrosão de componentes no uso em áreas litorâneas e a resistência à possível imersão em caso de ocorrer inundação na casa de máquinas. Também foram observados alguns pontos negativos, como: não ser autoescorvante; design não atrativo; e o grande comprimento do conjunto (580 mm), que causar problemas de espaço na casa de máquinas na sua instalação.

Foi verificado também a faixa de operação da bomba, sendo que sua altura manométrica de trabalho varia entre 6 a 12 mca. Esta faixa ocorre devido às perdas do filtro de areia e da tubulação e a pressão máxima necessária para a limpeza do meio filtrante.

### 3.2 ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO

Através dos pontos levantados, viu-se a oportunidade de reprojeter a tomada de sucção da bomba, alinhada ao centro do rotor, e projetar um pré-filtro específico integrado. As etapas para efetivar as melhorias estão descritas no fluxograma da Figura 12, e detalhadas na sequência.

Figura 12 - Fluxograma das atividades



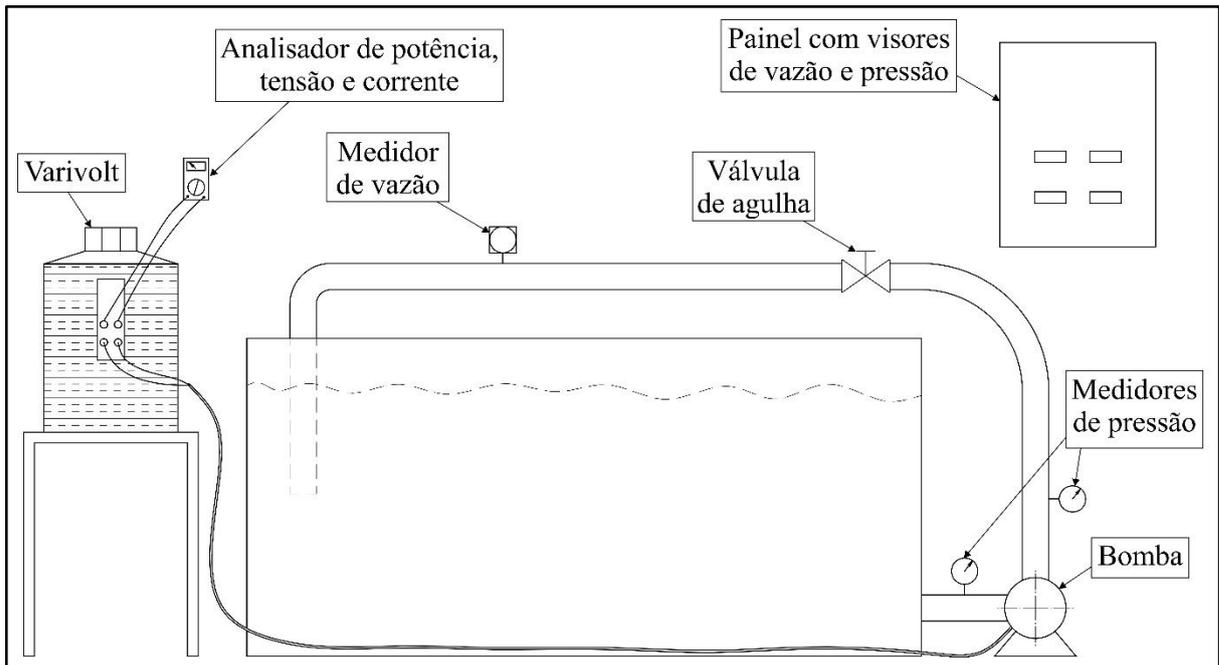
Fonte: o autor (2018)

#### 3.2.1 Caracterização da operação da bomba atual

Primeiramente foram verificados os dados atuais da bomba Syllent, modelo PF42E0315AS, de potência de 0,73 kW (1,0 cv). Foi realizado o levantamento da curva na bancada de testes do laboratório e calculado o seu rendimento conforme seção 2.2.1.3 (p. 21) e os procedimentos de ensaio para bomba centrífugas (INMETRO, 2010).

A bancada de testes para levantamento de curvas utilizada no trabalho está localizada no laboratório da empresa Eberle Equipamentos e Processos, detalhada na Figura 13. Nela pode-se realizar as medições de dados como vazão volumétrica, diferença de pressão, rotação do motor, temperatura, tensão, corrente e consumo de energia.

Figura 13 - Bancada de testes para levantamento de curvas



Fonte: o autor (2019)

Para realizar as medições da curva vazão x altura manométrica e definir o rendimento da bomba, a bancada de testes utiliza os seguintes aparelhos:

- a) transdutores de pressão marca Huba Control, modelo 69190200715 com escala máxima de 4 bar localizados na sucção e no recalque da bomba. Os transdutores captam a pressão em bar e transmite para o painel que converte a pressão em altura manométrica ( $H$ , em m);
- b) analisador de energia para coletar dados de tensão, corrente e consumo da marca Nanovip, modelo Nanovip2, com faixa de operação até 600 V e 40 A e precisão centesimal;
- c) sensor de fluxo, do tipo roda de pás, marca George Fisher, modelo 2536, com resolução de 0,1 a 0,6 m/s, localizado na tubulação da bancada;
- d) regulador de tensão de marca Variac, modelo TDGC 2-10, precisão de 1 V e resolução de 0 a 360 V;
- e) tacômetro digital, utilizado para medição da rotação da bomba, marca Instrutherm, modelo TD-813, com precisão de 0,1 rpm, faixa de medição até 99999 rpm;
- f) medidor de temperatura de marca Fluke, modelo 3MDROP, precisão de 0,1 °C e faixa de medição entre -30 °C e 500 °C.

### 3.2.2 Análise numérica da bomba atual

A bomba foi analisada numericamente através do *software* ANSYS Fluent versão estudantil, com a função de validar e estabelecer parâmetros para simular adequadamente o ensaio real.

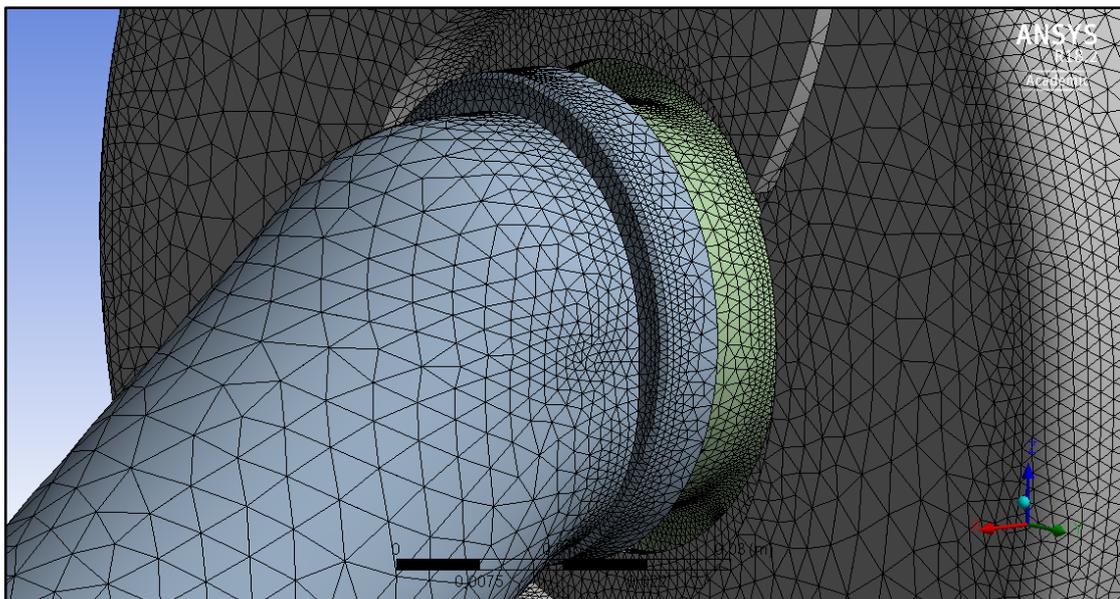
A definição da malha utilizada foi feita tentando utilizar o máximo de refinamento disponível na versão estudantil, de 512 mil elementos. Devido à quantidade de elementos da malha e a capacidade computacional serem limitados, as simulações numéricas da bomba foram realizadas sem o pré-filtro e sem o volume do sistema de circulação de água de refrigeração. A malha foi criada só com elementos tetraédricos e utilizado o método *curvature size function* para estabelecer o seu comportamento. Este procedimento, ilustrado na Figura 14, curva a malha nas arestas e faces, reduzindo automaticamente o tamanho dos elementos, conforme a geometria da peça e a partir dos tamanhos definidos pelo usuário. A Tabela 2 mostra os tamanhos definidos, sendo *element size* o maior elemento e *local min. size* o menor.

Tabela 2 - Tamanho de malha refinado

	Sucção e tampa [mm]	Impelidor [mm]
<i>Element size</i>	5,00	2,50
<i>Local min. size</i>	0,75	0,20

Fonte: autor (2019)

Figura 14 - Malha em volumes finitos no domínio fluido



Fonte: o autor (2019)

Com a malha estabelecida, foram determinados os parâmetros da simulação numérica no ANSYS Fluent. Nas configurações gerais, utilizou-se o *solver* como tipo *pressure-based*, formulação de velocidade *absolute* e tempo *transient*. Inicialmente, o modelo de turbulência escolhido foi o SST, descrito no item 2.3.2 (p. 32), e o fluido foi definido como água à 20 °C. Para gerar a curva de vazão x altura manométrica, foram preenchidos os valores de rotação, velocidade na sucção e pressão no recalque em *cell zone conditions* e *boundary conditions* em cada ponto da curva conforme testes da bomba atual e mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Dados de entrada da simulação numérica

<b>Pressão no recalque [kPa]</b>	<b>Velocidade na sucção [m/s]</b>	<b>Rotação [rpm]</b>
19,6	5,52	3300
39,2	5,05	
58,8	4,52	
78,4	3,68	
98,0	2,66	
117,6	1,58	
133,3	0,01	

Fonte: autor (2019)

A cada um dos pontos da curva gerado na simulação foram estabelecidos parâmetros finais de *time step size* de 0,2 ms e *number of time steps* de 200; e com isso foram simulados 40 ms de operação reais. Para cada *time step size*, o ANSYS necessita de valores para realizar sua convergência, com isso foram definidos os parâmetros em 0,001 ou 80 iterações, o que for obtido primeiro.

Foi repetida a simulação numérica com o modelo de turbulência k-ε, conforme mostrado no item 2.3.2 (p. 31), e realizadas simulações com o refinamento da malha mais grosseiro, ou seja, com um menor número de elementos, conforme Tabela 4. Estes modelos numéricos foram feitos com o objetivo de verificar qual modelo de turbulência é mais confiável e tentar reduzir os tempos de simulação mantendo a eficácia.

Tabela 4 - Tamanho de malha grosseiro

	<b>Sucção e tampa [mm]</b>	<b>Impelidor [mm]</b>
<i>Element size</i>	6,00	5,00
<i>Local min. size</i>	1,00	0,40

Fonte: autor (2019)

### 3.2.3 Dimensionamento do tanque de escorva

Utilizou-se a teoria da Lei de Boyle, apresentada em 2.2.1.7.1 (p. 29), para criar uma planilha no *software* Excel para dimensionar o pré-filtro de modo a tornar a bomba autoescorvante. As bombas autoescorvantes no mercado para aplicação em piscinas escorvam com uma altura de até 1 m acima do nível da água, sendo esta a meta a ser atingida.

Aplicando a Equação 20 (p. 30), foi definido de acordo com INMET (2019) a pressão atmosférica através da média anual da cidade de Caxias do Sul realizada nos anos de 1981 a 2010. Após, considerou-se que as perdas de carga e volume da canalização dependiam da bancada disponível, e os valores de diâmetro e altura do pré-filtro foram arbitrados para que a relação dos volumes ficasse o mais próximo possível da das alturas. A arbitragem dos valores também considerou um dimensional compacto do conjunto.

Além de utilizar a teoria, para 3 conjuntos concorrentes (A, B e C) e o modelo atual da empresa foram levantados os dimensionais dos tanques de escorvamento e realizado testes com o objetivo de verificar o funcionamento, conforme montagem mostrada na Figura 15.

Figura 15 - Bancada para teste de escorvamento



Fonte: o autor (2019)

### 3.2.4 Modelo proposto e sua caracterização

O modelo da bomba original teve sua sucção reprojetaada através do *software* CAD Solid Edge, com base no objetivo proposto, e seu comportamento foi simulado no ANSYS Fluent. Foram realizadas simulações para cada alteração proposta até que um aumento na eficiência de aproximadamente 10% fosse verificado ou, na impossibilidade de obtenção deste valor, o maior possível.

A análise numérica realizada no novo modelo foi feita utilizando os parâmetros definidos na simulação da bomba atual, observando os vetores de velocidades e pressão interna da bomba como auxílio para o dimensionamento do protótipo.

Com as dimensões da tampa de sucção e do pré-filtro definidas, foi desenvolvido os protótipos. Após, foram realizados os testes e gerado a curva vazão x altura manométrica na bancada e calculado o seu rendimento. Os resultados reais e simulados foram comparados entre si e com os obtidos pelo modelo atual.

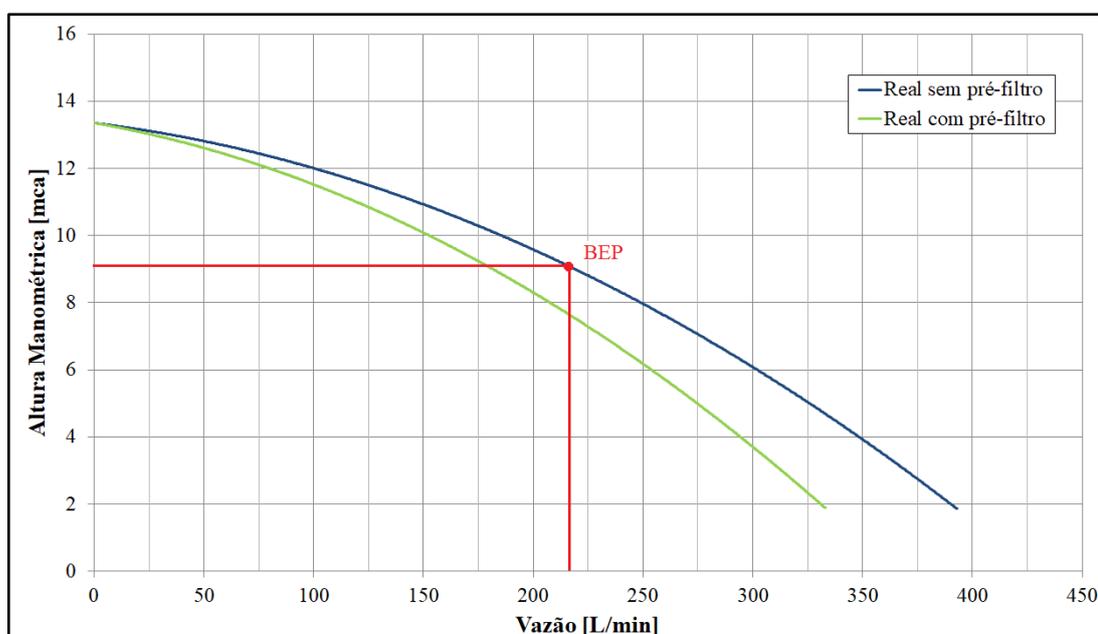
## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 CARACTERIZAÇÃO DA BOMBA ATUAL

Com o levantamento dos dados da bomba atual, foram geradas as curvas vazão x altura manométrica para as situações com e sem o pré-filtro, conforme Figura 16. Como esperado, a bomba com o pré-filtro ficou com a curva abaixo daquela sem o pré-filtro devido às perdas que ocorrem no tanque e no cesto.

Indica-se também o ponto de melhor eficiência (BEP), que corresponde a um rendimento de 49% em cerca de 9 mca e 220 L/min.

Figura 16 - Curvas vazão x altura manométrica da bomba atual



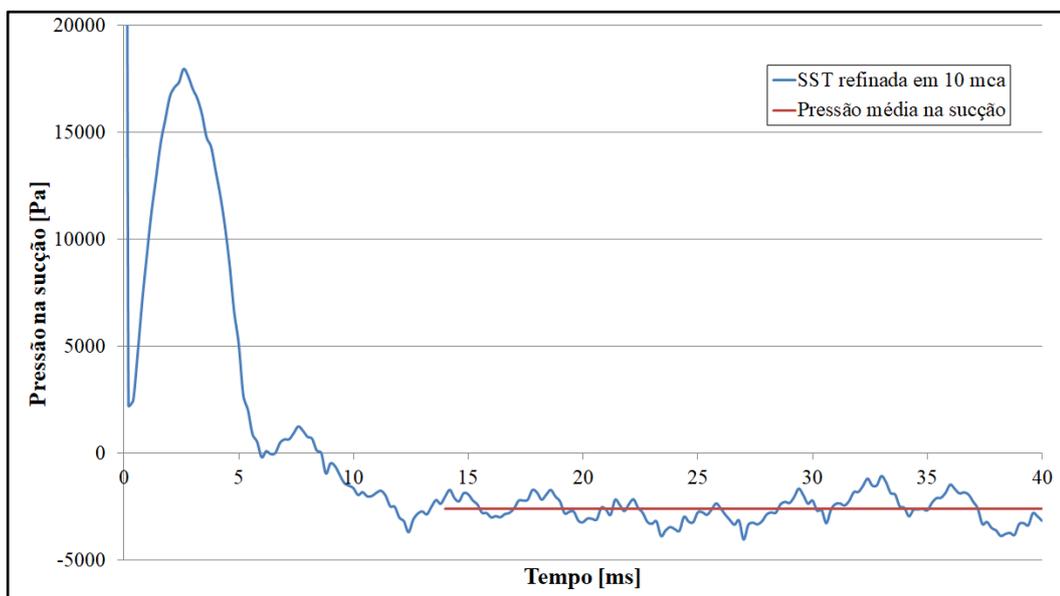
Fonte: o autor (2019)

### 4.2 VALIDAÇÃO DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para validar a simulação numérica, observou-se a análise inicial, com a malha possuindo 503 mil elementos, modelo de turbulência SST e altura manométrica de 10 mca. Após aproximadamente 70 *number of time steps* (14 ms), a simulação estabilizou os valores de pressão e vazão devido aos valores de entrada serem constantes e não ser considerado a aceleração linear do rotor até atingir a operação de estabilização. A Figura 17 mostra a pressão na sucção em relação ao tempo, onde foi identificado que a frequência está conforme

a variação do giro das pás do rotor, ou seja 3,63 ms cada giro de pá. Com a média da pressão de sucção (-2,5 kPa) foi calculado o  $\Delta p$  da bomba e o valor encontrado foi de 100,5 kPa no qual corresponde a 10,3 mca, ficando próximo ao real.

Figura 17 - Curva tempo x pressão na sucção



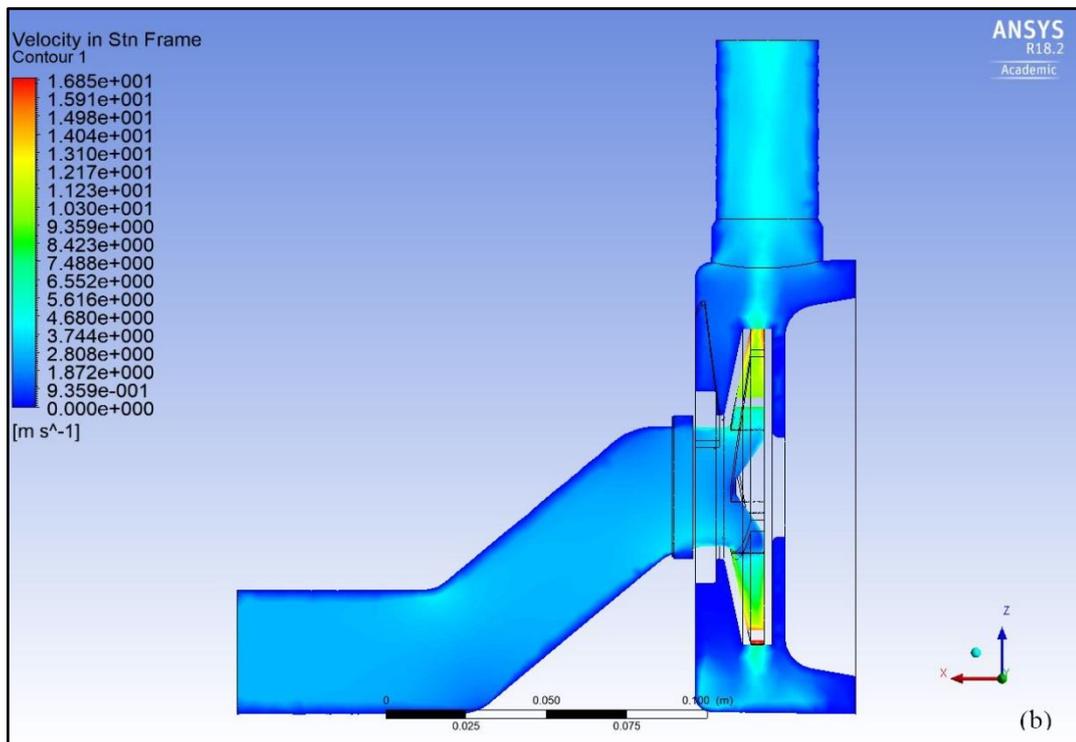
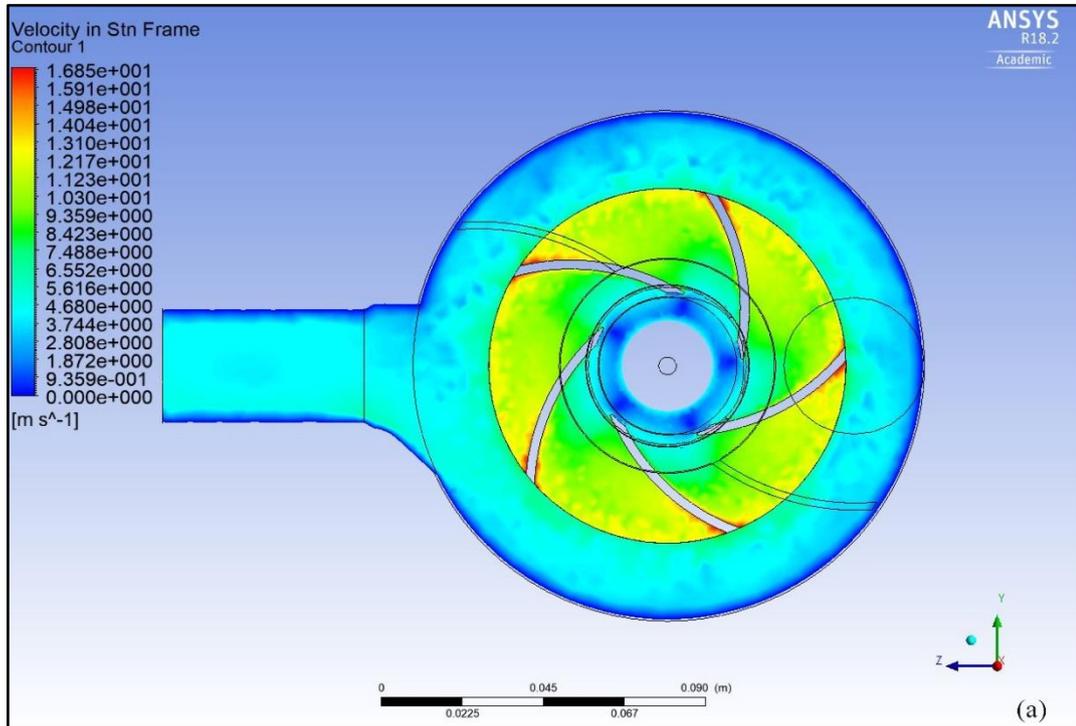
Fonte: o autor (2019)

No pós-processamento, foi analisado a distribuição de velocidade, Figura 18. Observa-se que os menores valores se concentram nas paredes da voluta e os maiores, no interior do rotor, sendo que a velocidade máxima se encontra nos extremos das pás. A distribuição de pressão no interior da bomba, Figura 19, mostra valores menores na sucção, aumentando ao passar pelo rotor e pela voluta, até a saída. Ambos os comportamentos ocorreram conforme esperado.

Após a validação da simulação numérica em 10 mca, foram geradas as curvas vazão x altura manométrica para as malhas refinada e grosseira e modelos de turbulência SST e  $k-\epsilon$ , conforme Figura 20.

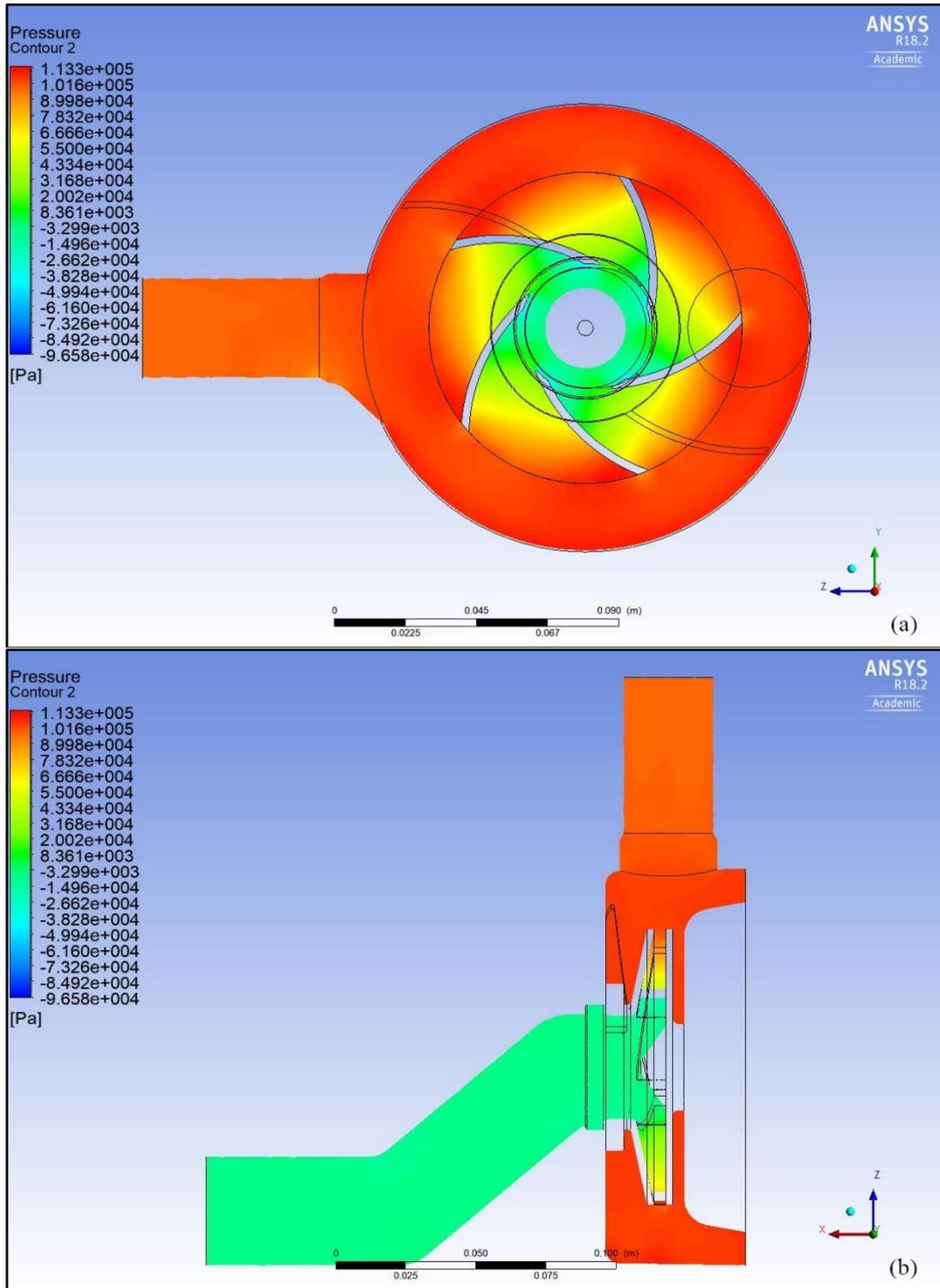
O modelo de turbulência não afetou a curva na região de operação (6 a 12 mca) nem o tempo computacional, mas o refino da malha teve um pequeno efeito comparado a bomba real (ver Tabela 6) e nos tempos de processamento da simulação, Tabela 5. Sendo assim, conforme Peres (2002) optou-se por simular a bomba nova com o modelo de turbulência SST com a malha refinada.

Figura 18 - Distribuição de velocidades no interior da bomba, em planos perpendicular ao eixo (a) e axial (b)



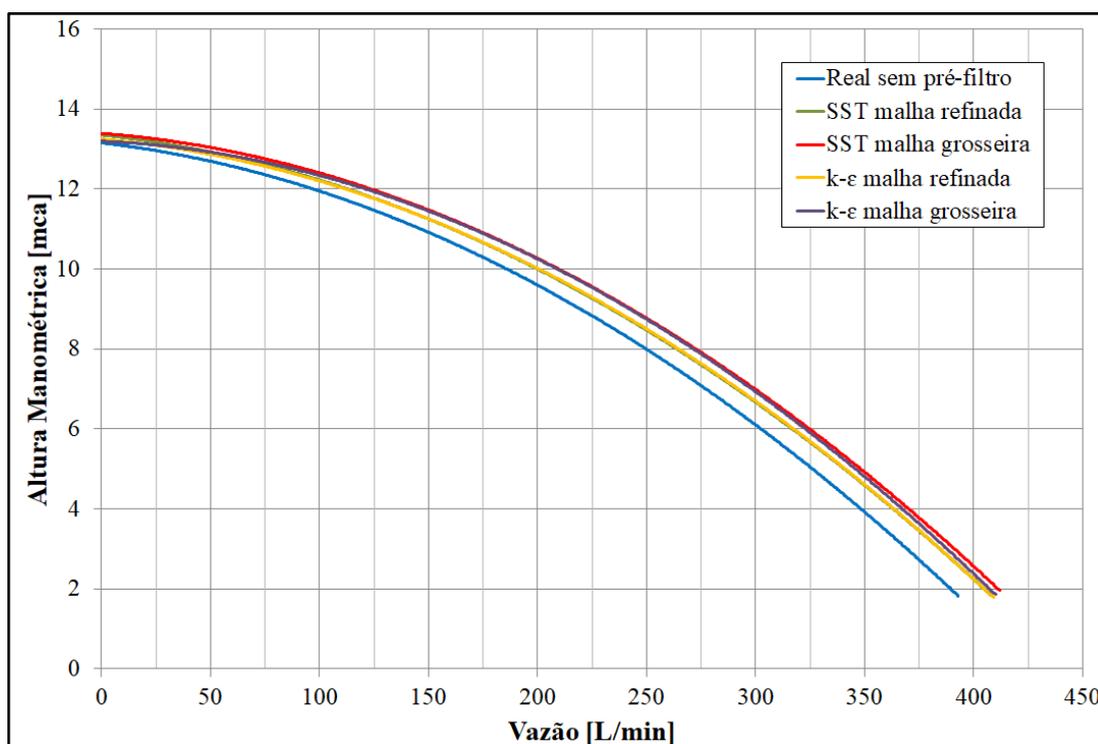
Fonte: o autor (2019)

Figura 19 - Distribuição de pressões no interior da bomba, em planos perpendicular ao eixo (a) e axial (b)



Fonte: o autor (2019)

Figura 20 - Curvas vazão x altura manométrica simulada



Fonte: o autor (2019)

Os resultados do modelo de turbulência SST com a malha refinada simulados na região de operação obtiveram uma diferença máxima de -4,7%, sendo considerados satisfatórios devido a análise de trabalhos similares. Os resultados de Lucas (2014) obtiveram diferenças de -2,04 % a -10,92 % do modelo simulado e dados do fabricante. Já Heo et al. (2016), encontrou diferença de 4,4 % na simulação de uma bomba centrífuga em relação aos testes experimentais. Foi realizado também apenas uma vez o levantamento dos dados da curva da bomba real, podendo obter uma maior precisão em caso repetitividade dos testes.

Tabela 5 - Tempos de processamento

	<b>SST malha refinada</b>	<b>SST malha grosseira</b>	<b>k-ε malha refinada</b>	<b>k-ε malha grosseira</b>
<b>Tempo</b>	5:00 h	3:45 h	5:00 h	3:00 h

Fonte: autor (2019)

Tabela 6 - Diferenças das simulações numéricas em relação a bomba atual

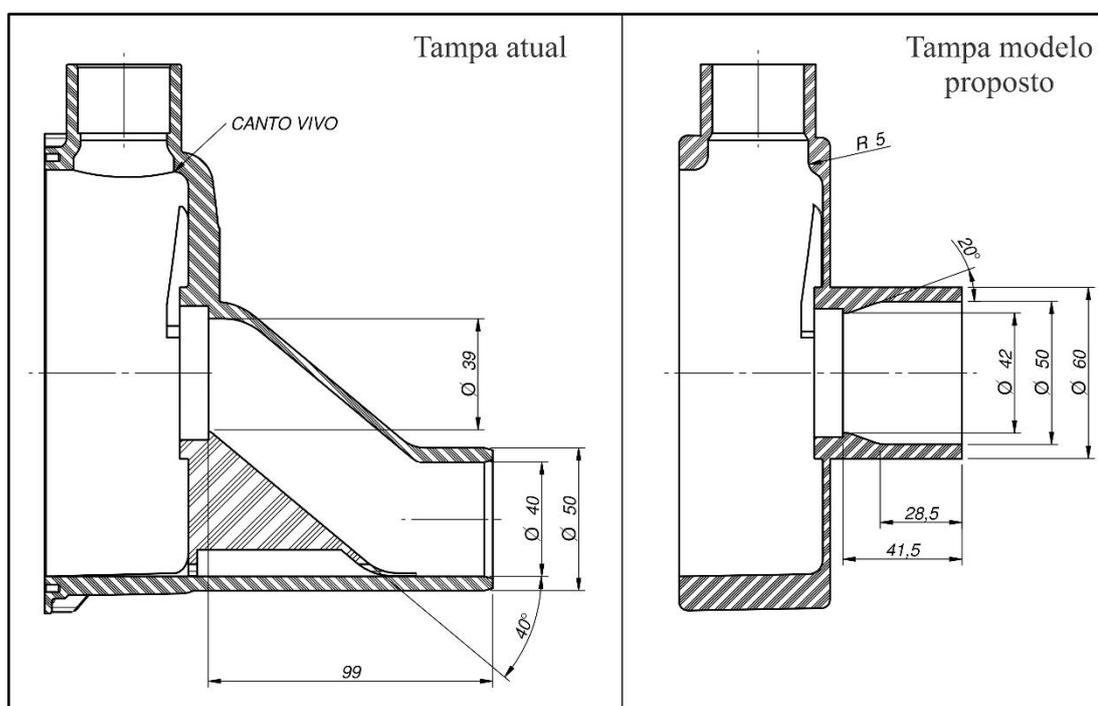
Real sem pré-filtro	SST malha refinada		SST malha grosseira		k-ε malha refinada		k-ε malha grosseira	
	$H_m$ [mca]	Diferença [%]	$H_m$ [mca]	Diferença [%]	$H_m$ [mca]	Diferença [%]	$H_m$ [mca]	Diferença [%]
6,0	6,28	-4,7%	6,65	-10,8%	6,33	-5,5%	7,00	-16,7%
9,0	9,30	-3,3%	9,68	-7,6%	9,41	-4,6%	9,88	-9,8%
12,0	12,26	-2,2%	12,45	-3,7%	12,25	-2,1%	12,43	-3,6%

Fonte: autor (2019)

### 4.3 MODELO PROPOSTO PROTOTIPADO

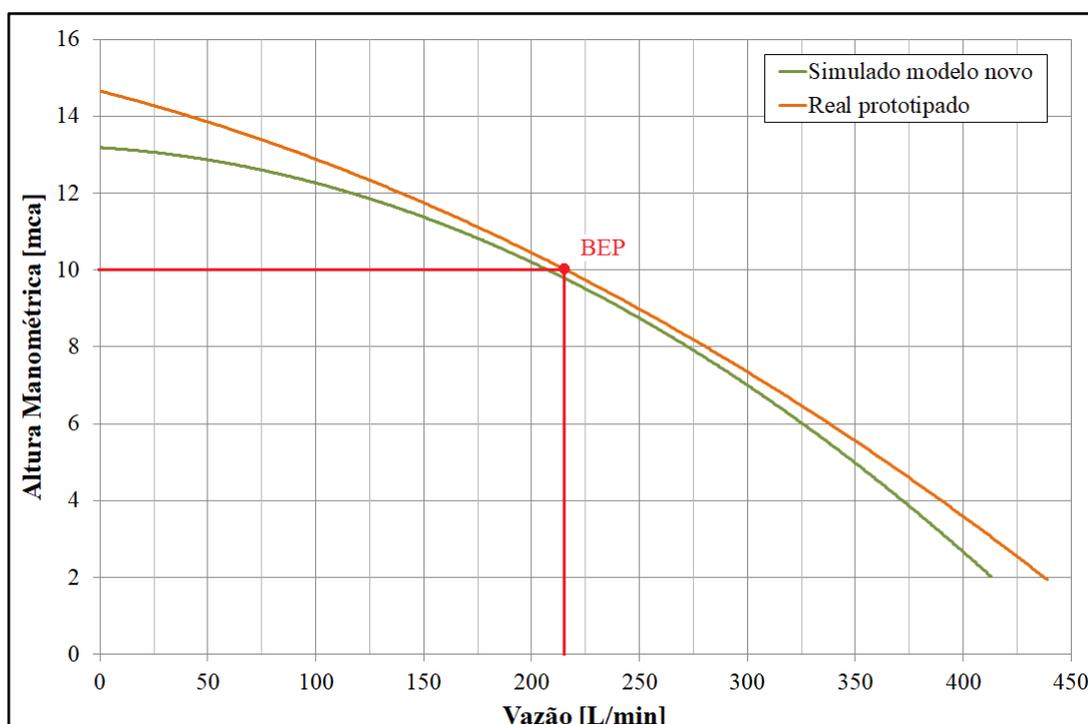
Foram realizadas alterações na tampa de sucção como o ângulo e o diâmetro menor, assim como o raio no recalque, mostrados na Figura 21. Através da simulação numérica do modelo proposto e dos testes experimentais do modelo prototipado da bomba, foram comparadas as curvas vazão x altura manométrica e calculado as diferenças, conforme Figura 22 e Tabela 7. O modelo prototipado obteve uma curva acima do modelo simulado, com diferenças entre 3,2 e 7,0%, na faixa de operação da bomba.

Figura 21 - Tampa atual x modelo proposto



Fonte: o autor (2019)

Figura 22 - Curvas vazão x altura manométrica modelo proposto



Fonte: o autor (2019)

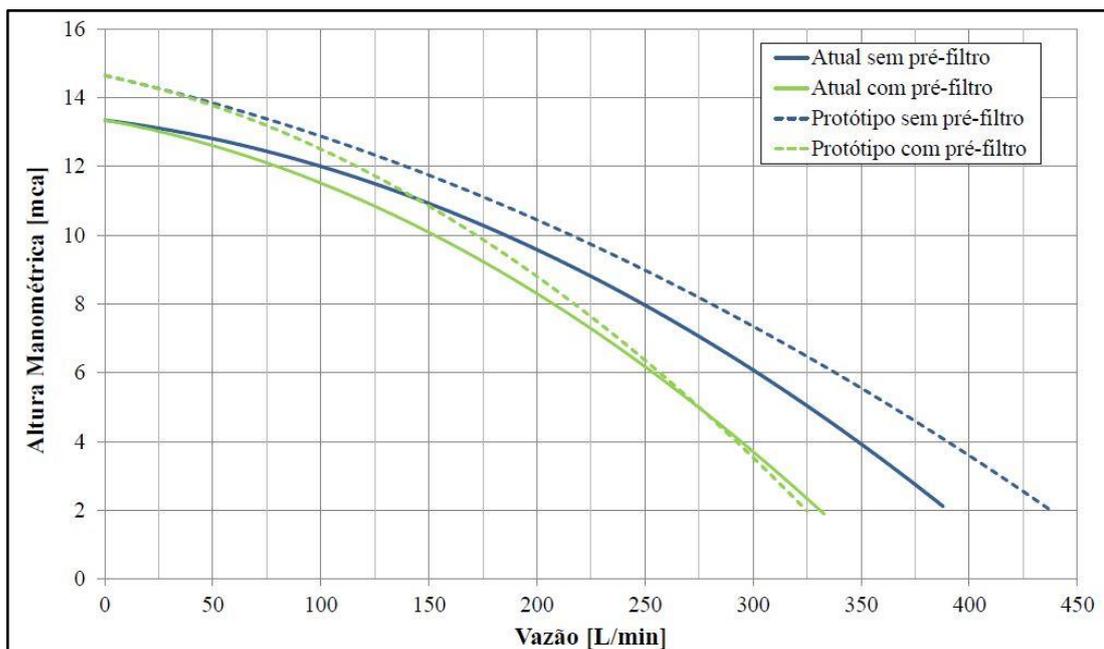
Tabela 7 - Diferenças da simulação numérica em relação ao modelo prototipado

Real prototipado sem pré-filtro	Simulação numérica	
	$H_m$ [mca]	Diferença [%]
6,0	5,58	7,0%
10,0	9,68	3,2%
12,0	11,56	3,7%

Fonte: autor (2019)

As curvas vazão x altura manométrica reais, Figura 23, mostram os comportamentos dos testes experimentais da bomba prototipada com e sem o pré-filtro comparadas com o modelo atual. Em relação as bombas sem o pré-filtro, no modelo prototipado houve um aumento em toda a curva, sendo de 1,3 mca na altura máxima e 50 L/min na vazão máxima. Quanto aos modelos com o pré-filtro, as alturas máximas ficaram iguais as sem o pré-filtro, conforme esperado, porém, assim que foi diminuindo a altura, a curva do modelo prototipado se aproximou do atual. Em 5 mca as curvas se cruzaram e com alturas abaixo o modelo atual ficou com uma vazão maior. Na região de operação (6 a 12 mca), o modelo prototipado teve melhorias em todos os pontos da curva.

Figura 23 - Curvas vazão x altura manométrica reais



Fonte: o autor (2019)

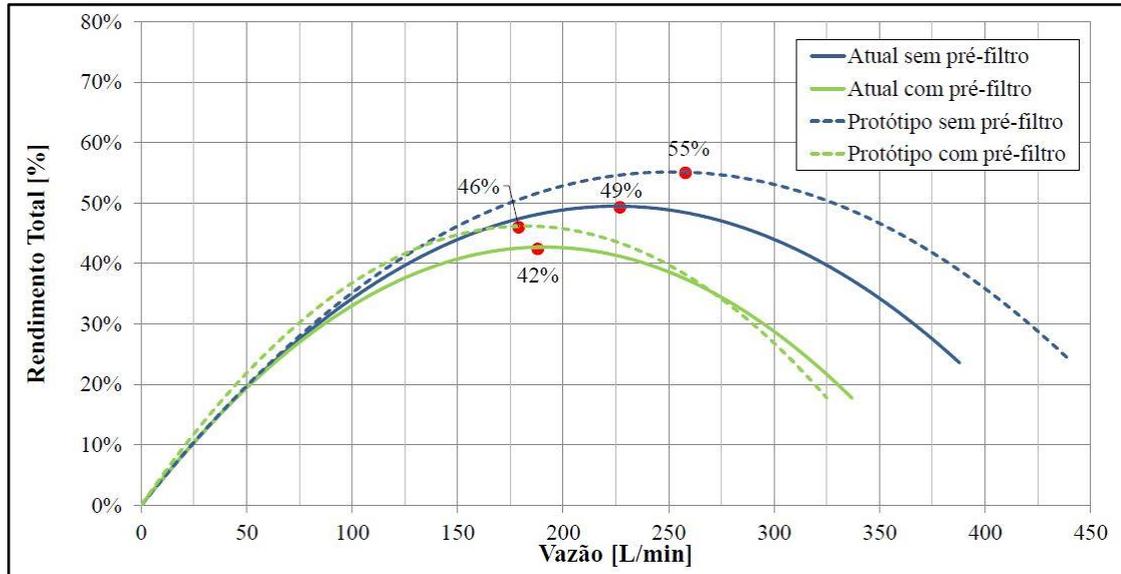
As curvas de rendimento total x vazão são mostrados na Figura 24. Observa-se:

- o rendimento da bomba atual no BEP (9 mca) foi calculado com os dados do teste em bancada, onde foram encontrados um rendimento de 49% para a bomba sem o pré-filtro e 42% para a bomba com o pré-filtro.
- com os modelos prototipados, achou-se um rendimento máximo de 55% no modelo novo sem o pré-filtro (BEP em 10 mca), sendo 12% superior em relação ao modelo atual. Já com o pré-filtro, o modelo prototipado demonstrou um rendimento de 46%, ou seja, um aumento de 9,5% em relação ao modelo atual com o pré-filtro.

O rendimento total da simulação numérica do modelo proposto ficou em 53%, ou seja, um aumento de 8% em relação à atual. Comparando com o modelo prototipado, o rendimento da simulação ficou 4% menor, sendo aceitável para este trabalho.

Os rendimentos foram calculados considerando a rotação real da bomba (3300 rpm), sem a correção dos resultados para a rotação nominal de 3500 rpm, conforme especificado em INMETRO (2010).

Figura 24 - Curvas vazão x rendimento total



Fonte: o autor (2019)

#### 4.4 TANQUE DE ESCORVA

O dimensionamento do tanque de escorva mostrado na Figura 25, resultou em um pré-filtro com dimensões internas de  $\varnothing 160 \times 290$  mm e externas de  $\varnothing 170 \times 310$  mm.

Figura 25 - Planilha dimensionamento de um tanque de escorva

<b>Altura manométrica inicial (<math>H_\theta</math>)</b>			<b>Volume da tubulação (<math>V_t</math>)</b>		
$p_\theta$	929,7 hPa	Pressão atmosférica	$d$	0,044 m	Diâmetro interno do tubo
$\rho$ a 20°C	998,21 kg/m <sup>3</sup>	Densidade da água	$L$	1,1 m	Comprimento do tubo
$g$	9,81 m/s <sup>2</sup>	Aceleração da gravidade	$V_t$ 0,00167 m <sup>3</sup>		
$H_\theta$	9,50 mca		1,67 L		
<b>Altura de sucção (<math>H_s</math>)</b>			<b>Volume livre do tanque de escorva (<math>V_l</math>)</b>		
<b>Perda de carga unitária (<math>J</math>)</b>			$D$	0,16 m	Diâmetro do tanque de escorva
$Q$	5 L/s	Vazão	$L_l$	0,08 m	Altura do volume livre
$J$	2,27 kPa/m		$V_l$ 0,00161 m <sup>3</sup>		
<b>Comprimento equivalente (<math>h_{fe}</math>)</b>			1,61 L		
$h_1$	1,1 m	Linear	<b>Volume útil do tanque de escorva (<math>V_u</math>)</b>		
$h_2$	3,2 m	Joelho 90°	$L_u$	0,11 m	Altura útil
$h_3$	1 m	Entrada	$V_u$ 0,00221 m <sup>3</sup>		
$h_{fe}$	5,30 m		2,21 L		
$H_s$	1,23 mca		<b>Relação de Alturas manométricas</b> = <b>Relação de Volumes</b>		
<b>1,148503696</b>			<b>= 1,164304864</b>		

Fonte: o autor (2019)

Os testes do tanque de escorva foram realizados com os conjuntos de pré-filtro de fabricantes concorrentes, com o modelo atual da Syllent e o modelo prototipado (ver Figura 26) sendo que foram realizados a uma altura de 1 m acima do nível da água.

Figura 26 - Pré-filtro prototipado



Fonte: o autor (2019)

A Tabela 8 mostra os resultados encontrados nos testes, onde verificou-se:

- a) o conjunto do concorrente A e do modelo atual possuem volumes similares, porém o atual não escorvou em 6 min. Provavelmente este fato se deve à linha de sucção do pré-filtro ficar abaixo do recalque da bomba, com isso o ar fica retido no interior, dificultando a escorva (verificar Figura 11 (p. 36)).
- b) os modelos dos concorrentes B e C, mesmo tendo volumes similares, escorvaram em tempos diferentes. Isto pode ser explicado devido à potência do modelo C ser 1/3 da do B, onde a bomba de maior potência possui uma vazão maior e com isso expulsa o ar em um tempo reduzido.
- c) o modelo prototipado, dimensionado conforme Betini et al. (2008), por se tratar de um volume útil acima dos demais, se comportou conforme o esperado, escorvando em um tempo cerca de 50% menor que o do concorrente B. Considerando que seu volume útil é cerca do dobro do B e que sua potência é de 2/3 da dele, observa-se que um maior volume útil tem mais efeito do que uma maior potência.
- d) aplicando a teoria de Karassik et al. (2001) para dimensionamento de tanque de escorva, o  $V_u$  deveria ser de 5,0 L, aproximadamente duas vezes o volume do modelo prototipado. Com a observação dos testes realizados nos pré-filtros,

espera-se que o aumento do volume útil reduza o tempo de escorva, com isso utilizando um tanque com 5,0 L a escorva seria praticamente instantânea para o problema discutido neste trabalho. Por outro lado, o dimensional do tanque deixaria o conjunto muito grande e o custo tornaria o projeto inviável.

Tabela 8 - Resultados dos testes de escorvamento

<b>Modelo</b>	<b>Potência [cv]</b>	<b>V<sub>u</sub> [L]</b>	<b>V<sub>i</sub> [L]</b>	<b>Tempo de escorva [min]</b>
Concorrente A	0,5	0,5	1,0	05:05
Concorrente B	1,5	1,2	1,7	00:35
Concorrente C	0,5	1,3	1,4	01:52
Modelo atual	1,0	0,4	0,9	Não escorvou
Modelo prototipado	1,0	2,5	0,9	00:17

Fonte: autor (2019)

Após os resultados, foi verificado que o modelo prototipado atendeu as expectativas, realizando a escorva da bomba em 1 m acima do nível da água e possuiu um diferencial em relação aos concorrentes devido o tempo para efetivar esta operação ser inferior aos demais.

Com os testes realizados e os resultados obtidos, foi gerado o modelo final verificando o design e o comprimento total do conjunto (Figura 27). Com isto, conseguiu-se que a bomba com o pré-filtro alcançasse um comprimento de 525 mm, ou seja, uma redução de 55 mm e um design mais atrativo em relação ao modelo atual.

Figura 27 - Imagem do modelo final da bomba renderizado



Fonte: o autor (2019)

## 5 CONCLUSÃO

Com base no objetivo geral de reprojeter a tampa dianteira e o pré-filtro autoescorvante de uma bomba centrífuga e melhorar sua eficiência, conseguiu-se através das teorias utilizadas neste trabalho realizar o objetivo inicial proposto.

A simulação numérica foi elaborada buscando prever o funcionamento real da bomba em análise, utilizando-se do modelo de turbulência SST no qual abrange as regiões próximas e afastadas das paredes e quantidade de elementos próximos ao limite disposto no ANSYS Fluent versão estudantil. A análise validada em relação aos modelos reais possuiu uma diferença máxima na faixa de operação da bomba de -4,7% na bomba atual e de 7,0% no modelo prototipado, sendo esses considerados modelos adequados para este problema.

A melhora de rendimento esperado de 10% foi superada com a alteração na tampa dianteira, tendo-se obtido aumento de 12% no modelo sem o pré-filtro e 9,5% com o pré-filtro.

O desenvolvimento do pré-filtro autoescorvante atendeu às expectativas propostas inicialmente, realizando a escorva da bomba em 1 m acima do nível da água e obteve um diferencial em relação aos concorrentes devido o tempo para efetivar esta operação ter sido inferior aos demais.

Buscando também melhorar o design e diminuir o comprimento total do conjunto, atualmente com 580 mm, conseguiu-se que a bomba com o pré-filtro alcançasse um comprimento de 525 mm e ficasse com um design mais atrativo em relação ao modelo atual.

Em geral, as metodologias utilizadas neste trabalho podem ser aplicadas para melhorar o rendimento e desenvolver um pré-filtro autoescorvante, podendo ser aplicadas em outras bombas centrífugas.

Como sugestão para trabalhos futuros, incluir na simulação numérica o volume do sistema de refrigeração da bomba e o pré-filtro na simulação numérica, prevendo o funcionamento completo da bomba e estudar o perfil das pás do rotor para realizar um aumento maior na eficiência.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10339**: Projeto e execução de piscina - Sistema de recirculação e tratamento. Rio de Janeiro: ABNT, 1988.

BAPTISTA, Márcio B.; COELHO, Márcia M. L. P. **Fundamentos de Engenharia Hidráulica**. 3. ed. Belo Horizonte: UFMG, 2014. 473 p.

BETINI, Marcos O. et al. Avaliação de Tanques de Escorva Utilizados em Substituição à Válvula-de-Pé em Instalações de Bombeamento. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 28, n. 3, p.460-470, set. 2008.

FABRO, Rodrigo R. **Estudo para Aumento da Eficiência Energética de um Conjunto Motobomba Centrífuga**. 2017. 63 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2017.

HENN, Érico A. L. **Máquinas de fluido**. 2. ed. Santa Maria, RS: Editora da UFSM, 2006.

HEO, Man-woong et al. High-efficiency design optimization of a centrifugal pump. **Journal Of Mechanical Science And Technology**, [s.l.], v. 30, n. 9, p.3917-3927, set. 2016. Springer Nature. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-016-0803-4>.

HIBBELER, Russell C. **Mecânica dos Fluidos**. Tradução de: Daniel Vieira. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2016. 833 p.

HOUGHTALEN, R. J.; HWANG, N. H. C.; AKAN, A. O. **Engenharia Hidráulica**. Tradução de: Luciana Teixeira. 4. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2012.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA – INMET. Normas Climatológicas do Brasil (1981/2010). Disponível em:

<<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=clima/normaisClimatologicas>>. Acesso em: 19 jun. 2019.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 60335-1**: Safety standard for household and similar electrical appliances. 5 ed. Genebra: Iec, 2010.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Portaria do INMETRO N° 455**: Requisitos de avaliação da conformidade para bombas e motobombas centrífugas. Rio de Janeiro: Inmetro, 2010.

KARASSIK, Igor J. et al. **Pump Handbook**. 2. ed. New York: McGraw-Hill, 1976.

KARASSIK, Igor J. et al. **Pump Handbook**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 2001.

LAGO, Paula. País "dá banho" em setor de piscinas: Brasil é o 2º em produção nesse mercado; estimativa é faturar R\$ 800 mi em 2003, diz associação. **Folha de S.Paulo**. São Paulo. 05 out. 2003. Disponível em:

<<https://www1.folha.uol.com.br/fsp/negocios/cn0510200305.htm>>. Acesso em: 17 ago. 2018.

LUCAS, Afrânio R. **Estudo Comparativo Numérico e Experimental do Escoamento Monofásico em Bombas Centrífugas**. 2014. 63 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2014.

MACINTYRE, Archibald J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1997.

MOLON, Fernando et al. Modelagem e Simulação CFD de Bombas Centrífugas. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 8., 2014, Uberlândia. **Anais...** Uberlândia: Conem, 2014. p. 426 - 434.

MUNDIAL S/A PRODUTOS DE CONSUMO (Brasil). Plinio Luiz Zanotto Filho. **Motobomba de mancal flutuante arrefecida por um fluido circulante**. BR nº BR 10 2014 021617 0 A2, 01 set. 2014, 26 abr. 2016.

PERES, Alexandre P. **Técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD) Aplicadas a Escoamentos em Ciclones**. 2002. 167 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2002.

POTTER, Merle C.; WIGGERT, David C.; RAMADAN, Bassem H.. **Mecânica dos fluidos**. Tradução de: EZ2Translate. 4. ed. São Paulo: Cengage Learning, 2014.

SODJA, Jurij. **Seminar Turbulence models in CFD**. 2007. Department Of Physics, University Of Ljubljana, Ljubljana, 2007.

SYLLENT. Syllent Technology. 2018. Disponível em: <<http://www.syllent.com/technology/>>. Acesso em: 08 set. 2018.

VERGEL, José L. G. **Estudo da Influência da Malha Computacional, Modelos de Turbulência e Aspectos Numéricos da Modelagem CFD em Impelidores PBT usando Malhas Não-estruturadas**. 2013. 121 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013.

VILANOVA, Luciano C. **Mecânica dos fluidos**. 3. ed. Santa Maria: Colégio Técnico Industrial de Santa Maria, 2011. 82 p.

YANG, Sun-sheng et al. Experimental, Numerical, and Theoretical Research on Impeller Diameter Influencing Centrifugal Pump-as-Turbine. **Journal Of Energy Engineering**, [s.l.], v. 139, n. 4, p.299-307, dez. 2013. American Society of Civil Engineers (ASCE). [http://dx.doi.org/10.1061/\(asce\)ey.1943-7897.0000128](http://dx.doi.org/10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000128).

ZINANI, Flávia S. F.; ADAMY, Lucas. Modelagem de um Tanque de Escorva para Bomba em Sistema de Descarte de Óleo. **Estudos Tecnológicos em Engenharia**, [s.l.], v. 12, n. 1, p.29-44, 16 jul. 2018. UNISINOS - Universidade do Vale do Rio Dos Sinos. <http://dx.doi.org/10.4013/ete.2018.121.03>.