

CENTRO UNIVERSITÁRIO DE ITAJUBÁ  
FEPI Curso de Engenharia Mecânica

Bruno Abdias de Souza Leite  
João Vitor Batista Vasconcelos Santos

**ANÁLISE DA METODOLOGIA DE PROJETO DE UM ROTOR RADIAL  
DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA**

ITAJUBÁ - MG

2024

CENTRO UNIVERSITÁRIO DE ITAJUBÁ  
FEPI Curso de Engenharia Mecânica

Bruno Abdias de Souza Leite  
João Vitor Batista Vasconcelos Santos

**ANÁLISE DA METODOLOGIA DE PROJETO DE UM ROTOR RADIAL  
DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário de Itajubá – FEPI como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Msc. Roberto Meira Júnior

ITAJUBÁ – MG

2024




Em sessão realizada às 19 horas do dia 28 do mês de novembro de 2024, os alunos Bruno Abdias de Souza Leite e Joao Vitor Batista Vasconcelos Santos apresentaram o Trabalho de Conclusão de Curso, intitulado "Análise da metodologia de projeto de um rotor radial de uma bomba centrífuga" como requisito para conclusão do Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário de Itajubá – FEPI, perante a Banca Examinadora. Depois de todas as considerações realizadas, o candidato foi considerado:


Aprovados (X)

Aprovados com Restrições ( )


Reprovados ( )

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Me. Roberto Meira Junior  
Orientador

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Márcio de Oliveira  
Avaliador

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Me. Thiago Gonçalves de Oliveira  
Avaliador

  
\_\_\_\_\_  
Bruno Abdias de Souza Leite

  
\_\_\_\_\_  
Joao Vitor Batista Vasconcelos Santos

## DEDICATÓRIA

Dedicamos este trabalho, em primeiro lugar, às nossas famílias, que sempre estiveram ao nosso lado, nos apoiando e incentivando ao longo de toda a nossa trajetória acadêmica.

Às nossas mães, por nos ensinarem a importância da dedicação e do esforço, e aos nossos pais, por serem exemplos de perseverança e inspiração.

Agradecemos também aos nossos amigos e colegas de curso, que compartilharam conosco momentos desafiadores e conquistas. E, por fim, aos nossos orientadores e professores, por guiarem nossos passos com paciência, conhecimento e incentivo.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente, agradeço a Deus, pela graça e bênçãos que me sustentaram durante toda esta jornada. Pela força nas dificuldades, pela sabedoria nas escolhas e pelo constante direcionamento, sem o qual nada disso teria sido possível.

Aos meus pais, Ana Maria de Souza Leite e Sergio Luiz Leite, minha eterna gratidão. Agradeço pelo amor incondicional, pelo exemplo de trabalho árduo e dedicação, e por sempre acreditarem em meu potencial, mesmo nos momentos de dúvida. Tal apoio constante foi essencial para que eu seguisse em frente, superando todos os desafios.

Ao meu orientador, Prof. Msc. Roberto Meira Júnior, um agradecimento especial pela orientação precisa, paciência e empenho dedicados ao longo de todo o desenvolvimento deste trabalho. Sua experiência e visão crítica foram fundamentais para a concretização deste TCC, e sou imensamente grato por sua orientação sempre atenciosa e enriquecedora.

À minha namorada Paula Santos Campos, pelo apoio incondicional, compreensão e paciência. Obrigado por acreditar em mim, pelo incentivo constante e por estar ao meu lado em todos os momentos. Sua presença foi um alicerce fundamental para que eu pudesse alcançar este objetivo, e sou imensamente grato por todo o amor e companheirismo.

Por fim, aos meus colegas de faculdade minha gratidão por cada troca de conhecimento, apoio nos desafios e momentos de parceria ao longo desta jornada. Obrigado por serem mais do que companheiros de curso, mas verdadeiros amigos e parceiros, sempre dispostos a compartilhar conhecimento e motivação.

A todos vocês, meus sinceros e profundos agradecimentos.

Bruno Abdias de Souza Leite

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar, agradeço a Deus, que foi meu alicerce ao longo desta jornada, proporcionando força e sabedoria para alcançar os objetivos traçados durante todos os anos de estudo.

Aos meus pais, Roberta de Cássia Batista e José Hailton dos Santos, minha eterna gratidão por tudo o que fizeram por mim ao longo desses cinco anos. Seu amor incondicional, exemplo de humanidade, luta e honestidade foram fundamentais, especialmente nos momentos mais desafiadores. Sem vocês, nada disso seria possível.

Ao meu orientador, Prof. Msc. Roberto Meira Júnior, agradeço pelo apoio e dedicação no desenvolvimento deste trabalho, pela orientação precisa, paciência e empenho dedicados ao longo de todo o desenvolvimento deste trabalho. Estendo minha gratidão a todos os professores que contribuíram para meu aprendizado, compartilhando conhecimentos que foram essenciais nessa trajetória. Agradeço também à instituição Fepi – Centro Universitário de Itajubá, por oferecer um ambiente propício ao crescimento acadêmico, e aos locais de estágio, que foram cruciais para meu amadurecimento profissional.

Aos meus amigos, David, Gabriel, Matheus, Mauricio, Rodrigo Figorelli, Rodrigo Almeida, e principalmente ao Bruno, o qual foi minha dupla neste trabalho de conclusão de curso, que estiveram ao meu lado nessa caminhada, oferecendo apoio, suporte e companheirismo nos momentos difíceis. A união e a parceria de vocês foram fundamentais para que chegássemos juntos até aqui.

Por fim, agradeço à minha namorada, Roberta Maduro Prado, por estar sempre ao meu lado, me ajudando e orientando nas situações mais desafiadoras. Seu incentivo constante e confiança no meu potencial foram motivadores indispensáveis para que eu pudesse chegar até aqui.

A todos vocês, deixo meus mais sinceros e profundos agradecimentos.

João Vitor Batista Vasconcelos Santos

## RESUMO

O presente estudo apresenta o projeto de um rotor radial para uma bomba centrífuga, visando otimizar a eficiência e confiabilidade em aplicações industriais. A metodologia aplicada combinou análise técnica e prática, empregando ferramentas computacionais para o dimensionamento e modelagem do rotor, a fim de investigar parâmetros fundamentais, como velocidade de escoamento, eficiência hidráulica e resistência mecânica. A pesquisa contou com uma revisão bibliográfica abrangente, abordando conceitos-chave como ângulos de escoamento, triângulos de velocidades e o controle de fenômenos adversos, como cavitação e perda de carga, essenciais para o desempenho de bombas em ambientes exigentes. O trabalho foi fundamentado na literatura de autores clássicos da engenharia de turbomáquinas e em abordagens modernas de dinâmica de fluidos, reforçando a importância de otimizar variáveis de projeto. A metodologia adotada envolveu o uso de Excel para pré-dimensionamento e SolidWorks para modelagem 3D, proporcionando uma visualização precisa da geometria e das características funcionais do rotor. A análise dos resultados incluiu parâmetros como rotação específica da bomba, rendimento mecânico (98%) e rendimento hidráulico (82,1%), os quais confirmaram a eficiência e adequação do rotor para demandas industriais. A vazão do rotor foi dimensionada para evitar recirculações e flutuações, prevenindo problemas como cavitação, que pode causar erosão e desgaste nos componentes. Além disso, os ângulos e o número de pás (8) foram definidos para maximizar o controle do escoamento e a conversão de energia cinética em pressão. Conclui-se que o desenvolvimento do rotor radial atingiu os objetivos de eficiência, oferecendo uma solução técnica aplicável ao setor industrial e contribuindo para o conhecimento em projetos de turbomáquinas.

**Palavras-chave:** Bomba centrífuga. Projeto-mecânico. Rotor radial.

## ABSTRACT

The present study introduces the design of a radial rotor for a centrifugal pump, aiming to optimize efficiency and reliability in industrial applications. The applied methodology combined technical and practical analysis, utilizing computational tools for the sizing and modeling of the rotor to investigate fundamental parameters such as flow velocity, hydraulic efficiency, and mechanical strength. The research included a comprehensive literature review, addressing key concepts such as flow angles, velocity triangles, and the control of adverse phenomena, including cavitation and pressure loss, which are essential for pump performance in demanding environments. The study was based on literature from classic authors in turbomachinery engineering, along with modern fluid dynamics simulation approaches, emphasizing the importance of optimizing design variables. The methodology used Excel for preliminary sizing and SolidWorks for 3D modeling, providing an accurate visualization of the rotor's geometry and functional characteristics. The analysis of results included parameters such as the specific speed of the pump, mechanical efficiency (98%), and hydraulic efficiency (82.1%), which confirmed the rotor's efficiency and suitability for industrial demands. The rotor's flow rate was sized to prevent recirculation and fluctuations, thereby avoiding issues like cavitation, which can cause erosion and wear on components. Furthermore, the angles and number of blades (8) were defined to maximize flow control and the conversion of kinetic energy into pressure. It is concluded that the development of the radial rotor achieved the objectives of efficiency and durability, offering a practical solution applicable to the industrial sector and contributing to the knowledge base in turbomachinery design.

**Keywords:** Centrifugal pump. Design. Radial rotor.

## LISTA DE SÍMBOLOS

|               |  |
|---------------|--|
| $Re$          | Número de Reynolds [-]   |
| $m$           | massa do material [kg/m <sup>3</sup> ]                                 |
| $\vartheta_e$ | Volume específico [m <sup>3</sup> /kg] e [ft <sup>3</sup> /lbm]        |
| $d$           | Densidade [-]  |
| $P$           | Pressão [Pa]   |
| $V$           | Velocidade média do escoamento, ou velocidade absoluta do fluido [m/s] |
| $D_h$         | Dimensão geométrica característica do local onde o fluido escoia [m]   |
| $\rho$        | Massa específica do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]                        |
| $\mu$         | Viscosidade dinâmica ou absoluta [Pa*s]                                |
| $F$           | Força [N]  |
| $S$           | Área da superfície [m <sup>2</sup> ]                                   |
| $\Delta V$    | Variação da velocidade [m/s]   |
| $\Delta X$    | Variação da distância [m]  |
| $\sigma$      | Tensão normal [N/m <sup>2</sup> ] ou [PA]                              |
| $P_v$         | Pressão vapor [Pa]   |
| $\tau$        | Tensão de cisalhamento [N/m <sup>2</sup> ] ou [PA]                     |
| $dv/dy$       | Taxa de variação da velocidade [m/s]                                   |
| $D_h$         | Dimensão geométrica característica por onde o fluido escoia [m]        |
| $Z$           | Carga potencial [m]  |
| $H$           | Carga total [m ou ft], ou altura manométrica [m]                       |
| $v$           | Velocidade relativa [m/s]  |
| $V_t$         | Componente tangencial da velocidade absoluta do fluido [m/s]           |

|           |   |
|-----------|---|
| $h_{pd}$  | Perda de carga total [m]  |
| $h_L$     | Perda de carga em trechos retos [m]                             |
| $h_{LM}$  | Perda de carga localizada [m]                                   |
| $f$       | Fator encontrado no diagrama de Moody [-]                       |
| $K$       | Coeficiente de perda de carga localizada [-]                    |
| $\nu$     | Viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /s)                      |
| $\rho$    | Pressão do fluido [Pa]  |
| $g$       | Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]                     |
| $z$       | Altura da posição considerada em relação ao referencial [m]     |
| $e_p$     | Perda de energia mecânica ou perda de carga [m]                 |
| $V_t$     | Componente tangencial da velocidade absoluta do fluido [m/s]    |
| $\alpha$  | Ângulo do escoamento absoluto [°]                               |
| $\beta$   | Ângulo relativo [°]   |
| $V_n$     | <i>Componente normal da velocidade absoluta do fluido [m/s]</i> |
| $r$       | Raio do rotor [m]   |
| $n_m$     | Rendimento mecânico [%]   |
| $Q$       | Vazão nominal [m <sup>3</sup> /h]                               |
| $N$       | Rotação da bomba [rpm]  |
| $A$       | Área [m <sup>2</sup> ]  |
| $n_{qa}$  | Rotação específica da bomba                                     |
| $h$       | Altura manométrica total [mca]                                  |
| $n$       | Rendimento total da bomba [%]                                   |
| $n_{bep}$ | Rendimento no ponto ótimo de operação [%]                       |
| $Pe$      | Potência efetiva [Cv]   |

|                 |  |
|-----------------|--|
| $d_e$           | Diâmetro da ponta do eixo onde o rotor é fixado [mm]               |
| $d_n$           | Diâmetro do núcleo (cubo) na ponta do eixo do rotor [mm]           |
| $D_s$           | Diâmetro da boca de entrada do rotor [mm]                          |
| $Q$             | Vazão volumétrica [ $m^3/s$ ]                                      |
| $K_{ns}$        | Fator de estreitamento de seção devido à extremidade do núcleo [-] |
| $\bar{\delta}r$ | Fator de giro de escoamento absoluto na entrada do rotor [-]       |
| $\beta_3$       | Ângulo de escoamento relativo à entrada do rotor [°]               |
| $Y$             | Trabalho específico da bomba [J/kg]                                |
| $H$             | Altura total de elevação da bomba [ $m_{ca}$ ]                     |
| $Q_r$           | Vazão Volumétrica do rotor [ $m^3/h$ ]                             |
| $\eta_{al}$     | Rendimento de atrito lateral [%]                                   |
| $\eta_f$        | Rendimento de fuga [%]   |
| $\eta_h$        | Rendimento hidráulico [%]  |
| $P_e$           | Potência de eixo [Cv]  |
| $D_5$           | Diâmetro externo do rotor [mm]                                     |
| $v$             | Relação de diâmetro [-]  |
| $D_{4m}$        | Diâmetro médio na entrada do rotor [mm]                            |
| $C_s$           | Velocidade média na boca de entrada do rotor [m/s]                 |
| $f_{e4m}$       | Fator de estrangulamento na entrada do rotor [-]                   |
| $f_{e5m}$       | Fator de estrangulamento na saída do rotor [-]                     |
| $C_{m4m}$       | Velocidade meridional ideal na entrada das pás [m/s]               |
| $C_{m3m}$       | Velocidade meridional real na entrada das pás [m/s]                |
| $U_{4m}$        | Velocidade circunferencial (tangencial) na entrada das pás [m/s]   |
| $\beta_{3m}$    | Ângulo do escoamento relativo na entrada das pás [°]               |

|                 |   |
|-----------------|---|
| $\beta_{4m}$    | Ângulo de entrada das pás [°]   |
| $C_{m5m}$       | Componente da velocidade meridional na saída das pás [m/s]                          |
| $b_5$           | Largura das pás na saída [mm]   |
| $b_4$           | Largura das pás na entrada [mm]   |
| $U_{5m}$        | Velocidade circunferencial (tangencial) na saída das pás [m/s]                      |
| $Y_{pá}$        | Trabalho específico real do rotor [J/kg]  |
| $\varepsilon$   | Fator de deficiência de potência [-]  |
| $Y_{pá^\infty}$ | Trabalho específico ideal do rotor [J/kg]   |
| $C_{u5m}$       | Componente da velocidade absoluta na direção circunferencial na saída das pás       |
| $W_{u5}$        | Componente da velocidade relativa na direção circunferencial na saída das pás [m/s] |
| $\beta_{5m}$    | Ângulo do escoamento relativo na saída das pás [°]                                  |
| $N_{pá}$        | Número de pás   |
| $e$             | Espessura das pás [mm]  |

## SUMÁRIO

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1. INTRODUÇÃO .....</b>  | <b>16</b> |
| 1.1 Justificativa .....   | 18        |
| 1.2 Objetivos do trabalho .....   | 18        |
| 1.2.1 <i>Objetivo Geral</i> .....   | 18        |
| 1.2.2 <i>Objetivos Específicos</i> .....  | 19        |
| <b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>   | <b>20</b> |
| 2.1 Turbomáquinas .....   | 21        |
| 2.1.1 <i>Funcionamento de uma bomba centrífuga radial</i> .....                             | 21        |
| 2.1.2 <i>Tipos de rotores das bombas centrífugas radiais</i> .....                          | 22        |
| 2.1.3 <i>Variação do diâmetro externo do rotor</i> .....                                    | 24        |
| 2.2 Princípio da conservação da massa .....   | 25        |
| 2.2.1 <i>Teorema de Euler e o Princípio da Conservação da Quantidade de Movimento</i> ..... | 26        |
| 2.3 Teorema de Bernoulli (Princípio da Conservação da Energia) .....                        | 27        |
| 2.4 Representação dos Triângulo de velocidades .....  | 29        |
| 2.5 Condições de Cavitação e Controle de Perdas Hidráulicas .....                           | 32        |
| 2.6 Eficiência Hidráulica e Mecânica em Turbomáquinas .....                                 | 34        |
| 2.7 Critérios e Métodos de Projetos de Rotores Radiais .....                                | 36        |
| <b>3. METODOLOGIA.....</b>  | <b>39</b> |
| 3.1 Memorial de cálculos .....  | 39        |
| 3.2 Cálculo da rotação específica da bomba $[n_{qA}]$ .....                                 | 40        |
| 3.3 Cálculo do diâmetro da ponta de eixo onde o rotor é fixado, $[d_e]$ .....               | 40        |
| 3.4 Cálculo do diâmetro do núcleo (cubo) na ponta de eixo do rotor, $d_n$ .....             | 41        |
| 3.5 Cálculo do diâmetro da boca de entrada do rotor, $D_s$ .....                            | 41        |
| 3.6 Cálculo do trabalho específico da bomba, $Y$ .....                                      | 42        |
| 3.7 Cálculo da vazão do rotor, $Q_r$ .....  | 42        |
| 3.8 Rendimento mecânico, $\eta_m$ .....   | 43        |
| 3.9 Rendimento de atrito lateral, $\eta_{al}$ .....   | 43        |
| 3.10 Rendimento total da bomba, $\eta$ .....  | 43        |
| 3.11 Rendimento de fuga, $\eta_f$ .....   | 44        |
| 3.12 Rendimento hidráulico, $\eta_h$ .....  | 44        |
| 3.13 Potência de eixo, $P_e$ .....  | 44        |
| 3.14 Diâmetro externo do rotor, $D_s$ .....   | 45        |
| 3.15 Relação de diâmetros, $v$ .....  | 45        |
| 3.16 Diâmetro médio na entrada do rotor, $D_{4m}$ .....                                     | 46        |
| 3.17 Velocidade média na boca de entrada do rotor, $c_s$ .....                              | 46        |
| 3.18 Fator de estrangulamento na entrada do rotor, $f_{e4m}$ .....                          | 46        |
| 3.19 Fator de estrangulamento na saída do rotor, $f_{e5m}$ .....                            | 47        |
| 3.20 Velocidade meridional ideal na entrada das pás, $C_{m4m}$ .....                        | 47        |
| 3.21 Velocidade meridional real na entrada das pás, $C_{m3m}$ .....                         | 47        |
| 3.22 Velocidade circunferencial (tangencial) na entrada das pás, $u_{4m}$ .....             | 47        |
| 3.23 Ângulo do escoamento relativo na entrada das pás, $\beta_{3m}$ .....                   | 48        |
| 3.24 Ângulo das pás entrada, $\beta_{4m}$ .....   | 48        |
| 3.25 Velocidade meridional na saída das pás, $C_{m5m}$ .....                                | 49        |
| 3.26 Largura das pás na saída, $b_5$ .....  | 49        |
| 3.27 Largura das pás na entrada, $b_4$ .....  | 50        |
| 3.28 Velocidade circunferencial (tangencial) na saída das pás, $u_{5m}$ .....               | 50        |
| 3.29 Trabalho específico real do rotor, $Y_{pá}$ .....                                      | 50        |
| 3.30 Fator de deficiência de potência, $\epsilon$ .....                                     | 51        |
| 3.31 Trabalho específico ideal do rotor, $Y_{pá^\infty}$ .....                              | 51        |

|           |  |           |
|-----------|--|-----------|
| 3.32      | Componente da velocidade absoluta na direção circunferencial na saída das pás, $C_{u5m}$ ..... | 51        |
| 3.33      | Componente da velocidade relativa na direção circunferencial na saída das pás, $W_{u5}$ .....  | 52        |
| 3.34      | Ângulo do escoamento relativo na saída das pás, $\beta_{5m}$ .....                             | 52        |
| 3.35      | Número de pás, $N_{pá}$ .....  | 53        |
| 3.36      | Espessura das pás, $e$ .....   | 53        |
| <b>4.</b> | <b>DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO</b> .....  | <b>54</b> |
| 4.1       | Modelagem do rotor.....  | 55        |
| <b>5.</b> | <b>ANÁLISE DOS RESULTADOS</b> .....  | <b>59</b> |
| 5.1       | Rotação Específica e Controle de Vazão e Pressão.....  | 59        |
| 5.2       | Rendimentos e Minimização de Perdas.....   | 59        |
| 5.3       | Geometria do Rotor e Comportamento do Escoamento.....  | 60        |
| 5.4       | Ângulos de entrada e saída: Controle de direção do escoamento.....                             | 61        |
| 5.5       | Distribuição das Velocidades no Escoamento.....  | 61        |
| 5.6       | Trabalho Específico do Rotor e Eficiência na Transferência de Energia.....                     | 62        |
| 5.7       | Controle de Cavitação e Perdas Hidráulicas.....  | 62        |
| 5.8       | Escolha do Material e Verificação da Geometria.....  | 63        |
| <b>6</b>  | <b>CONCLUSÃO</b> .....   | <b>64</b> |
|           | <b>REFERÊNCIAS</b> .....   | <b>66</b> |

## 1. INTRODUÇÃO

As máquinas de fluxo têm uma longa história, cuja origem remete às antigas rodas d'água e moinhos de vento, e desempenham um papel crucial em várias indústrias modernas. Durante a Revolução Industrial, seu desenvolvimento acelerou significativamente, especialmente com o surgimento de bombas centrífugas e compressores, que foram essenciais para a mecanização daquela época.

Atualmente, essas máquinas são indispensáveis em sistemas de refrigeração, aquecimento, ventilação, geração de energia, processamento químico e tratamento de águas, entre outros.

Sua importância cresce continuamente devido à busca por eficiência energética e sustentabilidade, valores cada vez mais prioritários na indústria moderna. No contexto da engenharia mecânica, as máquinas de fluxo têm relevância fundamental ao converter energia para o transporte de fluidos. Essas máquinas podem ser classificadas em dois tipos principais: máquinas de fluxo motoras, que transformam a energia de um fluido em trabalho mecânico, como é o caso das turbinas; e as máquinas de fluxo geradoras, que transformam trabalho mecânico em energia de um fluido, como ventiladores, compressores e bombas centrífugas. As bombas centrífugas, em particular, representam uma das soluções mais versáteis e eficientes para o transporte de líquidos, aplicadas em inúmeros setores, desde o tratamento de água até o setor petrolífero.

Este trabalho de conclusão de curso visa o desenvolvimento de um projeto de um rotor radial para uma bomba centrífuga, um componente essencial para o desempenho eficiente desse equipamento. O rotor radial influencia diretamente a eficiência da bomba, convertendo energia mecânica em energia cinética do fluido, o que impacta diretamente na economia de energia e no controle de pressões e vazões, fatores determinantes para uma operação segura e eficaz em diversas aplicações industriais. O estudo do projeto de um rotor adequado leva em conta aspectos como ângulos de escoamento, triângulo de velocidades, variações de pressão e perda de carga, conceitos essenciais para que o sistema funcione com máxima eficiência e mínima cavitação. De acordo com (LOESER, 2011), embora as bombas centrífugas enfrentem desafios como cavitação, redução de eficiência sob certas condições operacionais e desgaste prematuro dos componentes, o

desenvolvimento de um rotor radial bem projetado pode minimizar esses problemas, aumentando a durabilidade e o rendimento do equipamento. A escolha criteriosa do perfil do rotor e dos materiais de construção influencia a resistência mecânica, a estabilidade do fluxo e a resistência à corrosão, características indispensáveis para o funcionamento adequado em ambientes industriais exigentes.

Este estudo utiliza ferramentas computacionais para o cálculo e modelagem do rotor, integrando o software Excel para cálculos de pré-dimensionamento e o SolidWorks© para modelagem tridimensional. A aplicação dessas ferramentas permite uma visão precisa e técnica sobre o comportamento do rotor e sua performance final, dotando os alunos de habilidades práticas e teóricas para o desenvolvimento de componentes cruciais no setor de bombas centrífugas. Com isso, este trabalho não apenas contribui para o avanço acadêmico, mas também propõe soluções técnicas inovadoras que podem ser aplicadas em processos industriais, garantindo maior eficiência energética e redução de custos, alinhando-se às diretrizes de sustentabilidade na engenharia mecânica.

## **1.1 Justificativa**

A escolha do tema foi motivada pela sua relevância no contexto industrial e pela contribuição que um design eficiente pode oferecer para a engenharia mecânica em termos de desempenho e durabilidade de sistemas de bombeamento.

Bombas centrífugas são essenciais para o transporte de líquidos em indústrias de diversos segmentos, como tratamento de água, químico, petroquímico e farmacêutico, entre outros. Uma interrupção ou falha na operação de uma bomba centrífuga pode resultar em sérios impactos, incluindo paradas não planejadas, elevados custos de manutenção e até prejuízos financeiros consideráveis.

O estudo da metodologia de um rotor radial de bomba centrífuga é justificado pela necessidade de melhorar a eficiência e a confiabilidade desses sistemas. O rotor desempenha um papel crucial na conversão da energia mecânica em energia cinética do fluido, influenciando diretamente a vazão, pressão e a minimização da cavitação, que pode causar desgaste e reduzir a vida útil da bomba. A otimização do rotor também visa reduzir o consumo de energia, essencial para a sustentabilidade e redução de custos operacionais. Além disso, a criação de rotores mais eficientes melhora a operação da bomba, reduzindo vibrações e ruídos. O desenvolvimento do projeto envolve o uso de softwares como Excel e SolidWorks®, oferecendo aos alunos uma aplicação prática dos conceitos de mecânica dos fluidos e turbomáquinas, preparando-os para desafios da engenharia industrial. O projeto contribui para a inovação e a eficiência energética, alinhando-se às demandas por soluções sustentáveis na indústria.

## **1.2 Objetivos do trabalho**

### **1.2.1 Objetivo Geral**

Análise e aplicação de metodologia para o projeto de rotor radial de uma bomba centrífuga, aplicando os métodos de cálculo.

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

- Realizar os cálculos utilizando o software Excel<sup>®</sup> para o dimensionamento do rotor radial da bomba centrífuga.
- Desenvolver o desenho tridimensional (3D) do rotor no software SolidWorks<sup>®</sup>.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, apresenta-se uma revisão aprofundada da literatura que embasa o estudo e desenvolvimento de turbomáquinas, com ênfase nas bombas centrífugas e, em especial, no projeto de rotores radiais. Para orientar o desenvolvimento do rotor proposto, foram analisados conceitos teóricos e estudos aplicados de engenharia de turbomáquinas, conforme descritos por autores de referência, como Pfeleiderer (1961) e Balje (1981), cujas obras trazem contribuições essenciais ao entendimento dos princípios de escoamento e eficiência em máquinas de fluxo.

A metodologia para esta revisão concentrou-se em fontes bibliográficas de alta relevância e reconhecida aplicabilidade na área de engenharia de bombas e turbinas, privilegiando tópicos como as características operacionais de rotores, as condições de cavitação em escoamentos e os triângulos de velocidades, fundamentais para a análise e otimização de desempenho em turbomáquinas (Dixon e Hall, 2010).

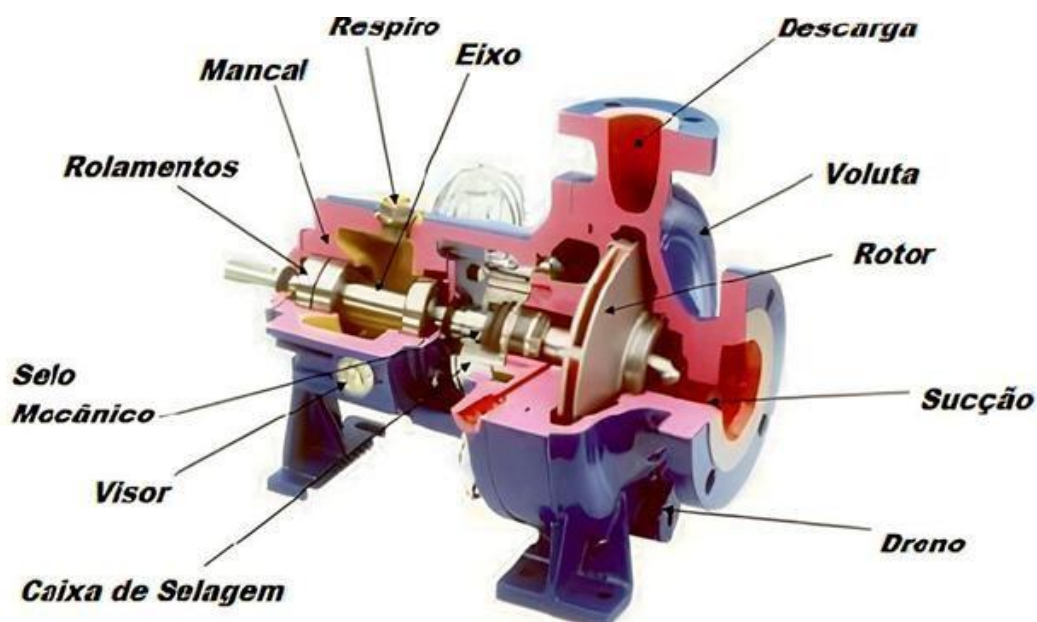
Além disso, a teoria dos triângulos de velocidades, conforme tratada por Budynas e Nisbett (2015), será explorada para esclarecer o comportamento do fluido e a relação entre ângulos de entrada e saída no rotor, parâmetros críticos para a eficiência e controle de vazão em bombas centrífugas. Ao longo desta revisão, o leitor será introduzido aos principais fatores de eficiência e aos métodos de cálculo aplicados na concepção de turbomáquinas, com foco especial nas obras de Stepanoff (1948) sobre performance de bombas e nos conceitos de eficiência hidráulica e mecânica apresentados por Cengel e Cimbala (2014).

A seleção das referências visou fornecer um embasamento técnico sólido e atualizado, que permita ao leitor compreender a relevância dos parâmetros de projeto do rotor e os desafios comuns em sua implementação, como o controle de cavitação e a minimização de perdas hidráulicas. Com esta estrutura, espera-se que a revisão bibliográfica forneça uma base teórica clara e robusta, capaz de contextualizar o leitor nos princípios da mecânica dos fluidos aplicáveis ao desenvolvimento de turbomáquinas, permitindo que as decisões de projeto sejam tomadas com um entendimento aprofundado e preciso sobre os aspectos técnicos e operacionais do tema.

## 2.1 Turbomáquinas

A estrutura básica de uma bomba centrífuga consiste em três componentes principais: o impelidor, a carcaça e o eixo. O impelidor, também denominado rotor, é um disco com pás radiais curvas que aceleram o fluido utilizando a força centrífuga. O fluido, após ser acelerado pelo impelidor, é direcionado para a carcaça, onde é coletado. O impelidor é montado em um eixo, que é suportado por um mancal. Na outra extremidade do eixo, há um acoplamento que transfere a energia mecânica de um motor elétrico, a diesel ou de uma turbina a vapor para o sistema. À medida que o fluido é centrifugado pelo impelidor e coletado pela carcaça, sua pressão é elevada, o que demanda um sistema de vedação eficaz, posicionado na caixa de vedação, que faz a ligação entre a carcaça e o eixo (LOESER, 2011). A imagem a seguir (Figura 1) apresenta uma exemplificação de uma bomba centrífuga radial e seus principais componentes.

Figura 1: Vista em corte de uma bomba centrífuga.



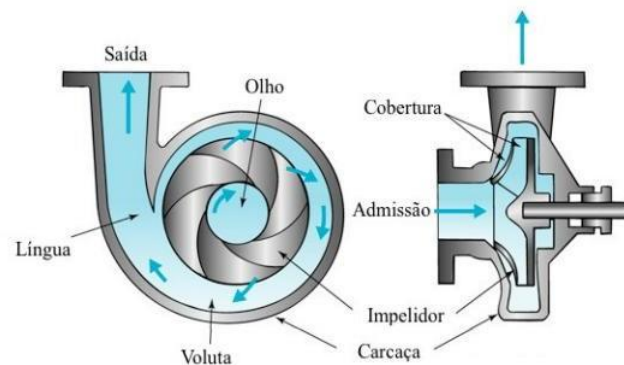
Fonte: Menin (2009).

### 2.1.1 Funcionamento de uma bomba centrífuga radial

O processo de operação tem início com a entrada do fluido na bomba através da ogiva, conforme ilustrado na Figura 2. Este componente é cuidadosamente

posicionado para otimizar a aspiração do líquido, direcionando-o ao centro do rotor. Nos rotores de palhetas abertas, a passagem ampla favorece a entrada de fluidos viscosos e até mesmo partículas em suspensão, garantindo uma operação versátil (KUMAR *et al.*, 2013).

Figura 2: Esquemático funcionamento de uma bomba radial.



Fonte: Potter & Wiggert (2010).

O rotor, considerado o componente principal da bomba centrífuga radial, desempenha um papel fundamental na conversão de energia mecânica em energia cinética do fluido. As lâminas curvas do rotor, independentemente do tipo escolhido, geram um movimento radial no líquido, impulsionando-o em direção à saída da bomba.

De acordo com (Gulich, 2010), a eficiência energética do sistema é garantida pela escolha apropriada do motor, frequentemente acoplado diretamente ao rotor. Este motor fornece a energia necessária para a rotação do conjunto, minimizando perdas e maximizando a eficiência operacional da bomba. Essa conexão direta é crucial para assegurar um funcionamento confiável e econômico.

### 2.1.2 Tipos de rotores das bombas centrífugas radiais

Segundo (Bachus, 2010) os rotores, componentes essenciais das bombas centrífugas radiais, desempenham uma função determinante na eficiência do sistema, tornando seu projeto fundamental para atender a diferentes exigências industriais. Entre as várias configurações de rotores, destacam-se os rotores de palhetas abertas, semiabertas e fechadas, cada um apresentando características

únicas que influenciam diretamente o desempenho da bomba, como ilustrado na Figura 3.

Figura 3: Tipos de rotores.



**FECHADO**

**ABERTO**

**SEMI-ABERTO**

**Fonte:** Grisworld (2020).

O rotor de palhetas abertas é caracterizado por sua entrada desimpedida do fluido, o que o torna especialmente eficaz em aplicações que envolvem líquidos viscosos (KUMAR *et al.*, 2013). A passagem mais ampla entre as palhetas reduz obstruções e facilita o transporte de sólidos em suspensão, tornando-o uma escolha versátil para diversas aplicações industriais.

Os rotores de palhetas semiabertas incorporam características tanto dos rotores abertos quanto dos fechados, oferecendo uma flexibilidade operacional superior. Essa configuração proporciona maior eficiência em fluidos menos viscosos em comparação com os rotores de palhetas fechadas, mantendo, entretanto, a capacidade de lidar com sólidos suspensos (GÜLICH, 2010). Essa adaptabilidade torna os rotores semiabertos ideais para uma ampla gama de cenários industriais.

Por outro lado, os rotores de palhetas fechadas apresentam uma passagem mais restrita para o fluido, sendo a opção preferida em situações em que a eficiência energética é essencial (FLEHMIG, 2016). A concentração e o direcionamento do fluxo gerados por essa configuração resultam em uma eficiência hidrodinâmica significativamente maior, tornando esses rotores ideais para líquidos menos viscosos.

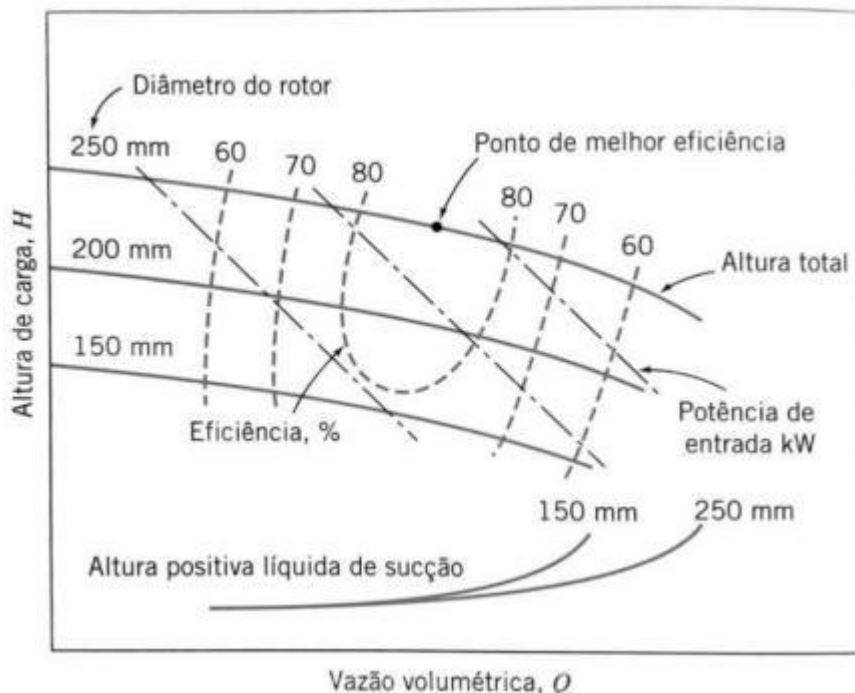
A geometria das pás é um fator crítico em todos os tipos de rotores. Pás curvas são comuns em todos os projetos, favorecendo uma entrada suave do fluido e minimizando as perdas por atrito e turbulência. A curvatura específica das pás é otimizada para maximizar a transferência de energia, destacando a relevância desse aspecto no desempenho hidrodinâmico (FLEHMIG, 2016).

Além disso, o número de pás influencia o desempenho do rotor. Rotores com um número ímpar de palhetas são frequentemente utilizados para evitar vibrações e desequilíbrios, promovendo a estabilidade operacional da bomba centrífuga radial (GÜLICH, 2010). A disposição das palhetas ao longo do rotor tem implicações diretas na simetria do fluxo, sendo um fator crucial para garantir a eficiência e o desempenho global da bomba.

### **2.1.3 Variação do diâmetro externo do rotor**

A bomba centrífuga é projetada para operar eficientemente com um par específico de valores de vazão ( $Q$ ) e altura manométrica ( $H$ ). No entanto, pode surgir a necessidade de utilizar a mesma bomba em condições diferentes, com valores alternativos dessas grandezas. Se, dentro do intervalo de rendimentos aceitáveis, a bomba não atingir esses novos valores desejados, uma solução viável é ajustar o tamanho do rotor. Esse ajuste envolve aumentar ou reduzir o diâmetro do rotor, obtendo assim um novo diâmetro  $d_2$  diferente do original  $d_1$ , sem a necessidade de modificar outras partes da bomba ou comprometer as coroas que alojam as pás (MACINTYRE, 1997). A Figura 4 ilustra as diferentes curvas de desempenho da bomba, juntamente com as curvas de eficiência, para um diâmetro específico do rotor.

Figura 4: Curvas da bomba e suas eficiências em razão do tamanho do rotor (mm).



Fonte: Fox & McDonalds (2014).

Observa-se que, à medida que o diâmetro do rotor da bomba (em milímetros) aumenta, tanto a altura manométrica (H) quanto a eficiência (%) da bomba tendem a se elevar. No entanto, o diâmetro máximo do rotor é restrito pelo tamanho da carcaça da bomba e pela capacidade máxima de potência do motor. Essas limitações devem ser consideradas no projeto para garantir que a bomba opere dentro de parâmetros seguros e eficientes, aproveitando ao máximo o potencial do equipamento sem comprometer sua integridade estrutural ou desempenho.

## 2.2 Princípio da conservação da massa

A Equação de Continuidade é uma das expressões fundamentais que rege o escoamento de fluidos. Ela garante que a massa de fluido que entra em uma região seja a mesma que sai dela, assumindo que não há acúmulo ou perda de massa ao longo do tempo. Esse princípio é essencial para manter o equilíbrio de massa em sistemas de escoamento, especialmente em turbomáquinas, onde o fluxo contínuo é fundamental para um desempenho eficiente.

A equação geral da continuidade ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

Onde temos:  $\rho$  a densidade do fluido e  $\vec{V}$  o vetor velocidade que representa a velocidade do fluido em cada ponto.

Essa expressão indica que, para uma variação temporal da densidade ou uma divergência do fluxo de massa, haverá um ajuste no fluxo do fluido. Em termos mais gerais, a variação de densidade em um ponto, combinada com o escoamento do fluido que passa, define o comportamento da massa de fluido ao longo do tempo.

Quando o escoamento for incompressível, como nesse caso estudo (água), a massa específica ( $\rho$ ) do fluido permanece constante ao longo do tempo. Ou seja, em cada ponto, a massa específica não muda, mesmo que ele esteja em movimento. Isso simplifica a equação de continuidade, já que podemos remover a dependência da densidade. Assim, a expressão da continuidade para escoamento incompressível fica:

$$\nabla \cdot (\vec{V}) = 0 \quad (2)$$

O termo  $\nabla \cdot V$  representa o divergente da velocidade, que é uma medida matemática de como o campo de velocidade (ou seja, a distribuição da velocidade do fluido) se comporta em uma região. Se o divergente da velocidade é igual a zero, isso significa que não há "fonte" ou "sumidouro" de fluido naquele ponto — em outras palavras, o fluido não está se acumulando ou desaparecendo de uma certa região.

Essa condição,  $\nabla \cdot V=0$ , diz que o volume de fluido que entra em qualquer região do escoamento é igual ao volume que sai. Essa continuidade do fluxo é especialmente importante em turbomáquinas, onde qualquer variação na entrada e saída de massa poderia comprometer o funcionamento da máquina e sua eficiência. (Frank M. White, 2018)

### **2.2.1 Teorema de Euler e o Princípio da Conservação da Quantidade de Movimento**

No estudo de turbomáquinas, como bombas e turbinas, o entendimento da quantidade de movimento é importante para entender como essas máquinas transferem energia ao fluido e vice-versa. A quantidade de movimento representa a força e a direção do movimento do fluido dentro da máquina, sendo a base para o cálculo de energia transferida entre o fluido e o rotor. O Teorema de Euler para turbomáquinas é uma ferramenta fundamental para esse cálculo e fornece uma

expressão matemática da relação entre a variação da quantidade de movimento e a energia transferida (Rodrigues e Silva, 2023).

$$\Delta E = \omega (r_5 \cdot Cu_5 - r_4 \cdot Cu_4) \quad (3)$$

Onde:

$\Delta E$  representa a energia específica transferida ao fluido;

$\omega$  é a velocidade angular do rotor, medida em radianos por segundo;

$r_5$  e  $r_4$  são os raios nos pontos de saída e entrada do rotor, respectivamente;

$Cu_5$  e  $Cu_4$  representam as componentes tangenciais da velocidade do fluido na saída e na entrada do rotor.

De acordo com o Teorema de Euler a energia que o rotor transfere ao fluido é proporcional à diferença entre as componentes tangenciais de velocidade na entrada e na saída do rotor. Como indicado por Luque *et al.* (2022), essa diferença nas velocidades é fundamental para gerar a energia de movimento desejada, já que cada componente tangencial contribui para o movimento rotativo, ou seja, o “giro” que o fluido adquire ao passar pelo rotor.

Nas bombas centrífugas, o rotor adiciona energia ao fluido, permitindo que ele se mova para áreas de maior pressão ou elevação. Como observam Chen *et al.* (2022), ao ajustar parâmetros como o raio do rotor e a velocidade de rotação, é possível otimizar a eficiência das turbomáquinas, garantindo que o fluido receba a quantidade exata de energia necessária para seu movimento.

### 2.3 Teorema de Bernoulli (Princípio da Conservação da Energia)

De acordo com White (2011), a Equação de Bernoulli, formulada em 1738 pelo matemático holandês Daniell Bernoulli, é aplicável em situações em que o escoamento apresenta um regime permanente, sem variação de velocidade ao longo do tempo, e onde o fluido é incompressível, ou seja, sem alterações na sua massa específica. Esta equação estabelece uma relação aproximada entre velocidade, altura e pressão (Çengel, Cimbala 2007).

Essencialmente, Bernoulli demonstra que, em um escoamento de fluido incompressível, um aumento na velocidade resulta em uma diminuição da pressão, e vice-versa. Em outras palavras, a energia total do sistema se mantém constante, mesmo que ocorra troca de energia entre diferentes seções do fluxo (FOX, 2014).

Assim, por meio da Equação de Bernoulli, pode-se afirmar que a soma das energias cinética, potencial e de escoamento de uma partícula de fluido ao longo de uma linha de corrente permanece constante. Portanto, energia potencial e cinética pode se transformar em energia de escoamento e vice-versa, resultando em uma variação de pressão (BRUNETTI, 2008).

A carga total pode ser estabelecida de acordo com a fórmula a seguir (Equação 4).

$$r = \frac{v^2}{2.g} + \frac{p}{\gamma} + z \quad (4)$$

Onde:

- $H$  = carga total (m);
- $\frac{v^2}{2.g}$  = carga cinética (m);
- $\frac{p}{\gamma}$  = carga de pressão (mH<sub>2</sub>O);
- $z$  = carga potencial (m).

A Equação de Bernoulli estendida é derivada da aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica ao escoamento de fluidos. Conhecida como o Princípio da Conservação da Energia, essa lei afirma que a energia total de um sistema deve permanecer constante, considerando qualquer energia adicionada ou removida ao longo do processo (POTTER; WIGGERT; RAMADAN, 2014; BAPTISTA; COELHO, 2014). Assim, a energia total em um estado inicial, mais ou menos qualquer variação de energia durante o processo, deve ser igual à energia no estado final.

A Equação de Bernoulli estendida reflete a conservação das três formas fundamentais de energia em escoamentos: cinética, de pressão e potencial. Aplicando a primeira lei da termodinâmica a essas formas de energia resulta na equação que expressa a conservação de energia em escoamentos de fluidos, conforme mostrado na Eq. 5.

$$\left(\frac{V^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g * z\right) = \left(\frac{V^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g * z\right) \pm w - e_p \quad (5)$$

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 [ $\text{kg/m}^3$ ];
- $g$  é a aceleração da gravidade [ $\text{m/s}^2$ ];
- $z$  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].

## 2.4 Representação dos Triângulo de velocidades

De acordo com (MACINTYRE, 1997) o triângulo de velocidades é uma representação gráfica essencial para a análise das partículas de fluido que percorrem o perfil das pás de um rotor. Essa ferramenta é amplamente utilizada tanto na análise quanto no projeto de rotores, permitindo uma compreensão detalhada do comportamento do fluido. De forma simplificada, considera-se que o movimento das partículas segue duas trajetórias distintas: a trajetória relativa, onde a referência é um observador que gira juntamente com a pá, e a trajetória absoluta, na qual a referência é um ponto fixo fora do rotor. A partir da combinação geométrica do vetor de velocidade absoluta, chega-se à equação vetorial fundamental do triângulo de velocidades, descrita na Equação 6.

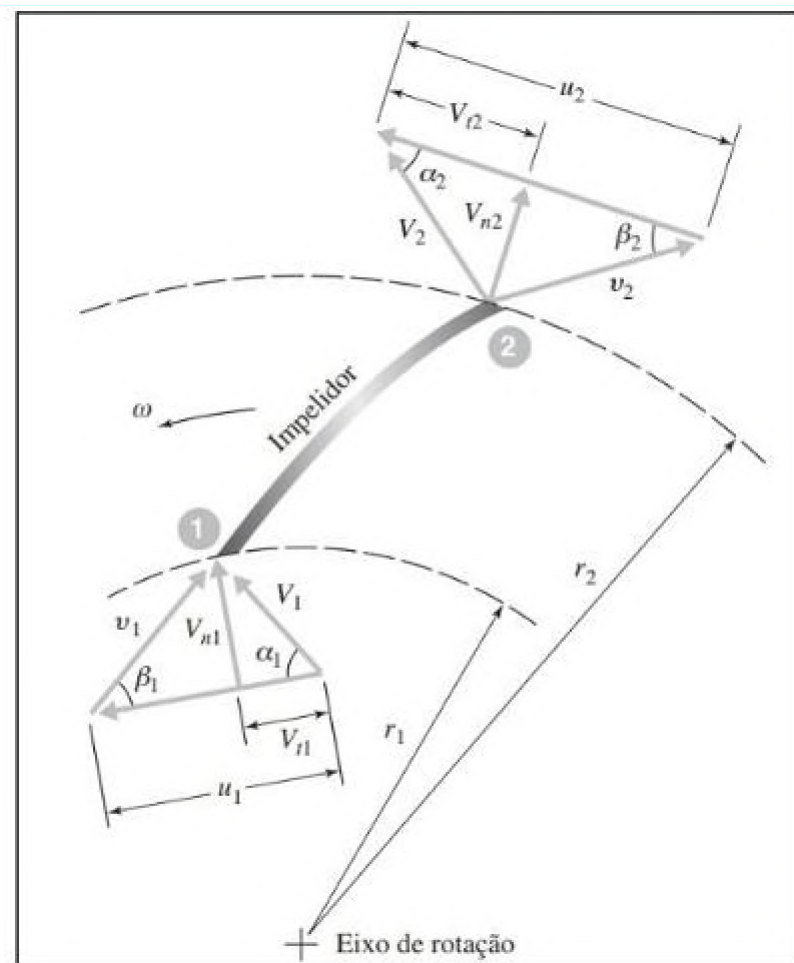
$$V = v + V_t \quad (6)$$

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].

Ao aplicar o diagrama de velocidades mostrado na Figura 5, conforme descrito por Potter, Wiggert e Ramadan (2014), é possível determinar dados cruciais para o projeto do rotor, como os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$ . O ângulo  $\alpha$  é definido como o ângulo entre a velocidade absoluta do fluido ( $V$ ) e a velocidade tangencial do rotor ( $u$ ). Por outro lado, o ângulo  $\beta$ , também conhecido como ângulo de inclinação das pás, é o ângulo formado entre a velocidade relativa do fluido em relação à pá ( $v$ ) e a velocidade tangencial do rotor ( $u$ ). Esses ângulos são fundamentais para a correta orientação e dimensionamento das pás do rotor, influenciando diretamente a eficiência do escoamento e o desempenho da bomba.

Figura 5: Diagrama de velocidades.



Fonte: Potter, Wiggert e Ramadan (2014).

Com a aplicação de princípios trigonométricos e o conhecimento de certos dados iniciais do projeto, é possível analisar detalhadamente o perfil das pás de uma bomba centrífuga. Este estudo é fundamental para entender como a geometria das pás afeta o escoamento do fluido e, conseqüentemente, o desempenho da bomba. O uso adequado dessas técnicas permite otimizar o design do rotor, assegurando que a bomba opere com máxima eficiência nas condições desejadas.

Os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$ , obtidos a partir do triângulo de velocidades, desempenham papéis críticos no comportamento do fluido dentro do rotor. O ângulo  $\alpha$  é especialmente importante, pois é formado entre a velocidade absoluta do fluido ( $V$ ) e a velocidade tangencial do rotor ( $u$ ). Esse ângulo determina como o fluido entra no rotor e influencia diretamente se o escoamento ocorre de forma suave ou se há incidência indesejada, o que pode gerar perdas de energia devido ao atrito e à turbulência (Budynas e Nisbett, 2015).

Já o ângulo  $\beta$ , conhecido como o ângulo de inclinação das pás, corresponde ao ângulo entre a velocidade relativa do fluido ( $v$ ) e a velocidade tangencial do rotor ( $u$ ). Esse ângulo de inclinação é essencial para o escoamento dentro das passagens entre as pás do rotor, pois afeta o comportamento do fluido à medida que ele é direcionado para fora, impactando a pressão e a vazão de saída. Como discutem Potter, Wiggert e Ramadan (2014), a correta definição do ângulo  $\beta$  permite controlar a velocidade de saída do fluido e, com isso, maximizar a eficiência da bomba centrífuga.

A análise dos ângulos  $\alpha$  e  $\beta$  permite otimizar o perfil das pás de modo que o fluido percorra o rotor sem choques e com mínimo atrito. Esse ajuste é fundamental, pois as perdas energéticas causadas por ângulos de incidência inadequados podem reduzir significativamente a eficiência de uma turbomáquina. Conforme destacado por estudos recentes, como o de Chen *et al.* (2022), o alinhamento ideal dos ângulos de entrada e saída resulta em um escoamento mais suave, minimizando as perdas por atrito e promovendo um ganho de eficiência que impacta positivamente o desempenho da bomba.

Além de fornecer informações sobre os ângulos de entrada e saída, o triângulo de velocidades é uma ferramenta essencial para projetistas de turbomáquinas. Com ele, é possível ajustar o design das pás para garantir que o fluido flua de maneira otimizada, sem perdas excessivas e com máxima eficiência (Macintyre, 1997). Esses ajustes no design são obtidos por meio de cálculos trigonométricos aplicados ao triângulo de velocidades, que, quando combinados com dados iniciais de projeto, como a velocidade tangencial e a vazão desejada, possibilitam uma análise precisa do comportamento do fluido ao longo do rotor (Potter, Wiggert e Ramadan, 2014).

Esse tipo de análise é particularmente relevante em bombas centrífugas de alta performance, onde a eficiência é um fator crucial. Estudos como o de Nakamura *et al.* (2023) mostram que a adequação dos ângulos de entrada e saída das pás pode reduzir significativamente as perdas por recirculação e aumentar a vazão controlada, o que é fundamental em aplicações industriais que exigem alta precisão e confiabilidade.

Com a análise precisa dos triângulos de velocidades, é possível conseguir ajustar o design das pás e dos ângulos de entrada e saída para adequar o escoamento às necessidades específicas da aplicação. Esse processo de ajuste

permite uma operação mais suave e eficiente, resultando em menores custos de operação e manutenção a longo prazo. Como reforçam Budynas e Nisbett (2015), a otimização dos ângulos de entrada e saída, baseada na compreensão detalhada dos triângulos de velocidades, permite maximizar a transferência de energia e minimizar as perdas no escoamento.

## **2.5 Condições de Cavitação e Controle de Perdas Hidráulicas**

A cavitação é um dos fenômenos mais críticos em turbomáquinas, especialmente em bombas centrífugas, e ocorre quando o fluido atinge pressões tão baixas que seu ponto de vaporização é alcançado, formando bolhas de vapor no interior do escoamento. Essas bolhas implodem ao se mover para regiões de maior pressão, causando ruído, vibração e, frequentemente, danos nas superfícies das pás do rotor. O controle de perdas hidráulicas, que envolve minimizar as quedas de pressão e o atrito do fluido, é essencial para reduzir a ocorrência de cavitação e melhorar a eficiência da máquina (Díaz *et al.*, 2020).

Baseado no teorema de Bernoulli, a cavitação ocorre quando a pressão local do fluido cai abaixo de sua pressão de vapor, o que normalmente ocorre em pontos onde a velocidade do fluido é elevada, resultando em uma pressão reduzida. Em uma bomba centrífuga, o ponto mais suscetível é a entrada do rotor, onde a velocidade é elevada e as pressões locais podem ser suficientemente baixas para que o fluido comece a vaporizar.

Como a velocidade aumenta na entrada do rotor, a pressão diminui, podendo alcançar o ponto de cavitação se cair abaixo da pressão de vapor do fluido. Estudos recentes, como o de Chen *et al.* (2022), ressaltam que a ocorrência de cavitação impacta diretamente a integridade das pás e a eficiência da bomba, criando erosão, instabilidade no escoamento e redução na vida útil do equipamento.

Quando ocorre a implosão das bolhas de vapor, são gerados micro jatos que colidem com as superfícies metálicas da turbomáquina, causando erosão. A cavitação gera ruído e vibrações que afetam a estabilidade e podem levar a falhas prematuras. Além disso, a presença de cavitação altera o perfil do escoamento, criando áreas de recirculação e distúrbios que afetam negativamente a eficiência da bomba. Como apontam Rodrigues e Silva (2023), a cavitação pode diminuir

significativamente a eficiência de uma bomba, forçando o sistema a consumir mais energia para manter o desempenho, o que aumenta os custos operacionais.

O controle de perdas hidráulicas é uma estratégia central para prevenir a cavitação e maximizar a eficiência de uma turbomáquina. As perdas hidráulicas ocorrem principalmente devido ao atrito do fluido nas paredes do rotor e às mudanças na direção do escoamento. Em uma bomba centrífuga, as perdas hidráulicas são uma combinação de perdas por atrito e perdas associadas à turbulência e à recirculação do fluido, que aumentam conforme o ângulo de saída se desvia da ideal. A otimização do projeto para reduzir essas perdas pode incluir ajustes no perfil das pás e no ângulo de entrada e saída, o que diminui as variações abruptas de pressão e controla o escoamento (Nakamura *et al.*, 2023).

Para minimizar as perdas de carga ( $ep$ ), um dos objetivos é manter o escoamento o mais uniforme possível ao longo do rotor, evitando regiões de recirculação e mantendo a energia cinética e a pressão dentro dos limites desejados. Técnicas de otimização, como as sugeridas por Díaz *et al.* (2020), incluem ajustes de geometria e o uso de ferramentas de CFD para identificar e mitigar áreas de alta perda. Essas práticas são fundamentais para garantir que o fluido passe de forma eficiente pelo rotor e para que a energia fornecida ao fluido seja maximizada.

Para prevenir a cavitação, os projetistas aplicam diversas estratégias que ajudam a manter a pressão acima do ponto de vaporização em toda a trajetória do fluido:

- Ajuste da Elevação de Sucção Positiva Neta (NPSH): Uma das práticas mais comuns é o controle da Elevação de Sucção Positiva Neta (NPSH), que representa a quantidade mínima de pressão necessária na entrada da bomba para evitar a cavitação. O valor de NPSH disponível deve sempre ser superior ao NPSH requerido pela bomba, garantindo que o fluido entre no rotor com pressão suficiente para evitar a vaporização.
- Otimização da Geometria das Pás: Alterar o ângulo de entrada e o perfil das pás do rotor pode ajudar a manter a pressão dentro dos limites de operação e reduzir a possibilidade de cavitação. Como destacam Budynas e Nisbett (2015), um design mais suave das pás permite que o fluido flua com menos resistência, evitando quedas de pressão significativas.

- Redução das Velocidades de Operação: Em alguns casos, ajustar a velocidade de operação da turbomáquina pode ajudar a reduzir a cavitação. Menores velocidades diminuem a intensidade da queda de pressão e ajudam a estabilizar o escoamento, reduzindo o risco de formação de bolhas.

## 2.6 Eficiência Hidráulica e Mecânica em Turbomáquinas.

A eficiência em turbomáquinas pode ser compreendida em diferentes níveis, dependendo de como a energia é transferida e utilizada dentro do sistema. Em termos gerais, a eficiência é uma medida de quão bem a energia fornecida (por exemplo, pela rotação de um motor) é convertida em energia útil para movimentar o fluido. No caso de bombas centrífugas, essa energia útil é a que realmente aumenta a pressão ou a vazão do fluido, sem perdas excessivas. As principais eficiências em turbomáquinas são a eficiência hidráulica e a eficiência mecânica, ambas influenciadas pela geometria e pelas condições operacionais da máquina (Cengel e Cimbala, 2014).

A eficiência hidráulica é uma medida de quão bem a turbomáquina transfere energia ao fluido, considerando as perdas ocorridas durante esse processo. Para turbomáquinas rotativas como as bombas centrífugas, a eficiência hidráulica é definida como a razão entre a energia hidráulica efetiva, transferida ao fluido, e a energia total que deveria ser transferida em um sistema ideal. A eficiência hidráulica é expressa pela seguinte fórmula:

$$\eta_h = \frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{disponível}}} \quad (7)$$

Onde:

- $\eta_h$  representa a eficiência hidráulica;
- $P_{\text{útil}}$  é a potência hidráulica útil, ou seja, a energia que efetivamente aumenta a pressão ou a vazão do fluido;
- $P_{\text{disponível}}$  é a potência disponível na entrada da bomba.

Essa relação implica que a eficiência hidráulica é influenciada pelas perdas por atrito e pelas perdas de pressão dentro da bomba. Perdas hidráulicas podem ocorrer devido a uma série de fatores, como atrito nas paredes internas do rotor, formação de recirculação do fluido e turbulência. De acordo com Chen *et al.* (2022),

uma eficiência hidráulica alta requer que o escoamento ocorra de forma controlada, com mínimas interrupções e atritos.

Enquanto a eficiência hidráulica se preocupa com a energia transferida ao fluido, a eficiência mecânica mede quanta da energia fornecida pelo motor da turbomáquina é realmente convertida em movimento útil do rotor, sem perdas excessivas. Em bombas centrífugas, essa eficiência é impactada pelo atrito mecânico nos mancais e nos acoplamentos, que podem consumir uma parte significativa da energia fornecida.

A eficiência mecânica ( $\eta_m$ ) pode ser representada pela fórmula:

$$\eta_m = \frac{P_{rotor}}{P_{motor}} \quad (8)$$

Onde:

$\eta_m$  é a eficiência mecânica;

$P_{rotor}$  é a potência efetiva no rotor, que gera o movimento para transferir energia ao fluido;

$P_{motor}$  é a potência total fornecida pelo motor.

Para turbomáquinas, a eficiência mecânica é maximizada com a utilização de componentes com baixo atrito e bem alinhados, e pelo uso de lubrificação adequada. Como apontam Rodrigues e Silva (2023), o controle de atritos internos é fundamental para manter a eficiência mecânica e reduzir o desgaste do equipamento, garantindo uma operação mais estável e econômica ao longo do tempo.

Ambas as eficiências são influenciadas por fatores operacionais e de design, que vão desde o perfil das pás até as condições de operação. Em termos práticos, a eficiência total de uma bomba centrífuga é determinada pela combinação das eficiências hidráulica, mecânica e volumétrica (a última refere-se a possíveis vazamentos ou recirculação interna que reduzam a vazão efetiva).

Estudos como o de Díaz *et al.* (2020) e Nakamura *et al.* (2023) destacam que a eficiência hidráulica pode ser aprimorada por meio de um design de pás otimizado, ajustando o ângulo de ataque e a geometria para minimizar a recirculação. Para a eficiência mecânica, o uso de materiais de baixa resistência ao atrito, como rolamentos de alta precisão e lubrificantes de qualidade, é recomendado para minimizar as perdas mecânicas.

A eficiência total ( $\eta_t$ ) de uma turbomáquina pode ser considerada como o produto das eficiências hidráulica, mecânica e volumétrica:

$$\eta_t = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad (9)$$

Onde  $\eta_v$  é a eficiência volumétrica, que leva em conta vazamentos internos e possíveis recirculações dentro da bomba.

A eficiência total reflete o quanto da energia fornecida é utilizada de maneira útil para mover o fluido. Estratégias como o ajuste de ângulos de entrada e saída das pás, a melhoria na qualidade dos materiais de construção e o controle de condições de operação são formas de otimizar a eficiência total, como sugerido por Budynas e Nisbett (2015). Essas práticas não apenas aumentam a eficiência, mas também contribuem para a durabilidade da máquina e a redução dos custos de operação

## **2.7 Critérios e Métodos de Projetos de Rotores Radiais.**

O projeto de rotores radiais para bombas centrífugas é uma etapa que exige uma compreensão dos princípios e variáveis que impactam o desempenho e a eficiência da máquina. Para desenvolver um rotor otimizado, é necessário considerar uma série de parâmetros e diretrizes que orientam desde o dimensionamento geométrico até a escolha de materiais e cálculos de eficiência. Os conceitos explorados nos itens anteriores — como os triângulos de velocidades, os ângulos de entrada e saída, as condições de cavitação e as eficiências hidráulica e mecânica — fornecem uma base teórica sólida para entender as variáveis e critérios de projeto que são aplicados nas etapas práticas de cálculo descritas na metodologia. (A.J. Stepanoff, 1993).

Cada aspecto, desde a geometria das pás até os ângulos de entrada e saída, é considerado com base em parâmetros calculados que refletem o comportamento esperado do fluido dentro do rotor. No contexto deste projeto, esses parâmetros são extraídos e adaptados a partir dos dados de uma bomba de referência, permitindo uma análise prática e um alinhamento teórico com os conceitos previamente discutidos (A.J. Stepanoff, 1993).

A forma e o alinhamento das pás do rotor determinam o comportamento do escoamento e são considerados ao longo dos cálculos da metodologia. Como discutido anteriormente, a geometria das pás pode ser reta, curvada para trás ou para frente, e essa escolha influencia diretamente o perfil de velocidade e a eficiência do escoamento. Os ângulos de entrada ( $\alpha$ ) e saída ( $\beta$ ), essenciais para o controle do escoamento e detalhados na teoria dos triângulos de velocidades, são calculados e ajustados conforme os parâmetros operacionais da bomba de referência. A metodologia de cálculo considera esses ângulos para evitar choques no escoamento e minimizar perdas por turbulência, criando uma condição de escoamento mais eficiente e constante no interior do rotor (R.K. Turton, 1983).

As condições de cavitação e o controle de perdas hidráulicas também desempenham um papel importante no desenvolvimento do rotor e na metodologia adotada para seus cálculos. A cavitação pode ser evitada mediante o ajuste correto dos ângulos de entrada e saída, assim como o dimensionamento adequado do diâmetro de entrada e de saída do rotor. Durante a fase de cálculo, esses fatores são considerados para garantir que a pressão permaneça acima do ponto de vaporização do fluido, reduzindo o risco de formação de bolhas de vapor e a consequente erosão das pás (R.K. Turton, 1983).

Na metodologia, a consideração de parâmetros como a Elevação de Sucção Positiva Neta (NPSH) e as velocidades de operação ajuda a avaliar as condições de cavitação e ajustar os valores para assegurar que o escoamento ocorra de forma estável e segura. O cálculo detalhado das perdas hidráulicas, através dos fatores de eficiência e rendimento, assegura que o rotor seja projetado para minimizar as perdas e operar de forma otimizada, de acordo com as diretrizes teóricas. (Cengel e Cimbala, 2014).

O rendimento e a eficiência da bomba são calculados com base em parâmetros práticos, como a vazão, a pressão e a potência fornecida ao sistema. Os rendimentos hidráulico e mecânico são calculados para fornecer uma visão mais completa do desempenho do rotor e da bomba como um todo. Esses critérios de eficiência são fundamentais para otimizar o consumo de energia e assegurar que a bomba opere dentro dos padrões de eficiência desejados. (Díaz *et al.*, 2020).

Na metodologia, esses fatores de rendimento são aplicados nos cálculos que orientam o projeto do rotor, levando em consideração as condições de operação da bomba de referência. Esse processo visa não só obter um design eficiente, mas

também maximizar a transferência de energia ao fluido, reduzindo o atrito e as perdas. Como resultado, o rotor é projetado para operar com o maior rendimento possível, cumprindo com as necessidades práticas do sistema.

A metodologia adotada envolve um memorial de cálculo estruturado, que utiliza os conceitos e fórmulas descritos ao longo dos itens teóricos para dimensionar os componentes do rotor de forma precisa. Cada etapa do cálculo é orientada por parâmetros de entrada, como a rotação nominal e a vazão, garantindo que o projeto se alinhe com as necessidades operacionais e de eficiência da bomba. Essa abordagem gradual assegura que todos os aspectos do projeto sejam considerados e validados com base nos conceitos fundamentais, incluindo os triângulos de velocidades e o controle de cavitação e perdas hidráulicas.

Além disso, o cálculo de parâmetros como o diâmetro da ponta de eixo, a largura das pás e o número de pás permite o desenvolvimento de um rotor otimizado. Esse processo assegura que o rotor projetado seja robusto e capaz de suportar as condições de operação, maximizando o desempenho hidráulico e mecânico.

### 3. METODOLOGIA

A seguir, serão apresentados os métodos e etapas envolvidos nos cálculos necessários para o projeto do rotor de uma bomba centrífuga. Inicialmente, serão explorados os conceitos e características fundamentais que servem de base para os cálculos. Em seguida, será detalhado o passo a passo do processo de cálculo, conduzindo à determinação do desempenho final da bomba. Essa abordagem estruturada garante que cada aspecto do projeto seja cuidadosamente considerado, resultando em um rotor otimizado para atender às especificações desejadas.

#### 3.1 Memorial de cálculos

Para efeitos de cálculo relacionados ao projeto do rotor da bomba centrífuga foi utilizado uma bomba já existente no mercado cujo fabricante se localiza na cidade de Bauru, São Paulo.

Alguns parâmetros que se encontram no datasheet da bomba supracitada foram utilizados:

Tabela 1: Parâmetros utilizados para efeito de cálculo.

| Dados                           | Valor | Unidade           | Valor  | Unidade           |
|---------------------------------|-------|-------------------|--------|-------------------|
| <b>Q:</b>                       | 53    | m <sup>3</sup> /h | 0,0147 | m <sup>3</sup> /s |
| <b>h:</b>                       | 16    | mca               | -      | -                 |
| <b>n:</b>                       | 1750  | rpm               | 29,17  | rps               |
| <b><math>\eta_{bep}</math>:</b> | 72    | %                 | -      | -                 |
| <b>Pe:</b>                      | 4,3   | CV                | 3,16   | kW                |
| <b><math>\rho</math>:</b>       | 998,2 | kg/m <sup>3</sup> | -      | -                 |
| <b>g:</b>                       | 9,806 | m/s <sup>2</sup>  | -      | -                 |

Fonte: Autoria própria.

Onde:

- Q: Vazão nominal [m<sup>3</sup>/h];
- h: Altura manométrica total [mca];
- n: Rotação nominal [rpm];
- $\eta_{bep}$ : Rendimento [%];
- Pe: Potência efetiva [CV];
- $\rho$ : Massa específica [kg/m<sup>3</sup>];
- g: Gravidade [m/s<sup>2</sup>].

### 3.2 Cálculo da rotação específica da bomba [ $n_{qA}$ ].

A rotação específica da bomba, representada como  $n_{qA}$ , é uma grandeza adimensional calculada conforme a Eq. (10). De acordo com Addison, a definição de rotação específica é a seguinte:

$$n_{qA} = n \cdot \frac{(Q)^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} \cdot 10 \quad (10)$$

$$n_{qA} = 29,17 \cdot \frac{(0,0147)^{1/2}}{(9,806 \cdot 16)^{3/4}} \cdot 10^3$$

$$n_{qA} = 79,8.$$

### 3.3 Cálculo do diâmetro da ponta de eixo onde o rotor é fixado, [ $d_e$ ]

Segundo Pfeleiderer e Petermann (1979), a equação (11) pode ser aplicada para calcular o valor do diâmetro da ponta do eixo,  $d_e$ .

$$d_e = 10 \cdot k \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P_e}{n}\right)} \quad (11)$$

Onde:

- $k$  = Constante, depende se é uma bomba de 1 ou vários estágios, Pfeleiderer e Petermann (1979) recomendam para bomba de 1 estágio  $11 \leq k \leq 14$ . Para este projeto está sendo considerado  $k = 12$ ;
- $P_e$  = Potência de eixo [kW]; 3,16
- $n$  = Rotação do motor [rps]. 29,17

$$d_e = 10 \cdot 12 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{3,16}{29,17}\right)}$$

$$d_e = 57,2 \text{ mm}$$

### 3.4 Cálculo do diâmetro do núcleo (cubo) na ponta de eixo do rotor, $d_n$ .

De acordo com Pfeleiderer e Petermann (1979), a equação apresentada em (12) pode ser usada para calcular o valor de  $d_n$ .

$$d_n = d_e + [2 \cdot (5 \text{ a } 15\text{mm})] \quad (12)$$

Para efeitos de cálculo, neste projeto foi adotado o parâmetro de 9,5 mm.

Desta forma:

$$d_n = 57,2 + [2 \cdot (9,5)] \quad (13)$$

$$d_n = 76,2 \text{ mm}$$

### 3.5 Cálculo do diâmetro da boca de entrada do rotor, $D_s$ .

Segundo Pfeleiderer (1960) e Pfeleiderer e Petermann (1979), a equação apresentada em (14) pode ser utilizada para determinar o valor de  $D_s$ .

$$D_s = \sqrt[3]{\left(\frac{4 \cdot Q}{\pi^2 \cdot k_{ns} \cdot \delta_r \cdot n \cdot \text{tg}(\beta_3)}\right)} \quad (14)$$

Onde:

Q = Vazão da bomba [ $\text{m}^3 / \text{s}$ ];

$k_{ns}$  = É um fator de estreitamento de seção devido à extremidade do núcleo, dado na equação (15);

$\delta_r$  = é um fator de giro do escoamento absoluto na entrada do rotor, dado na equação (16);

n = Rotação do motor [rps];

$\beta_3$  = Ângulo do escoamento relativo à entrada do rotor, em graus.

Fator de estreitamento de seção:

$$k_{ns} = 1 - \left(\frac{d_n^2}{D_s^2}\right) \quad (15)$$

Fator de giro do escoamento absoluto:

$$\delta_r = 1 - \frac{c_{u3e}}{u_{4e}} \quad (16)$$

Neste memorial de cálculo foi adotado  $D_s$  como  $2x d_n$ , logo  $D_s = 152,4$  mm.

Desta forma, como  $d_n = 76,2$  e  $D_s = 152,4$ , o valor de  $k_{ns}$  é 0,75.

Como  $c_{u3e} = 0$ , isto é, escoamento absoluto sem giro na entrada, então  $\delta_r = 1$ .

O valor de  $\beta_3$  foi adotado como  $22^\circ$ .

Tendo todos os valores mãos, conclui-se que  $D_s = 0,0877$  m.

### 3.6 Cálculo do trabalho específico da bomba, Y.

O trabalho específico da bomba,  $Y$  é calculado conforme a Equação (17), onde:

$$Y = g \cdot H \quad (17)$$

Onde:

- $g$  = aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ];
- $H$  = altura total de elevação da bomba [ $m_{ca}$ ].

Tais valores são conhecidos e dados na tabela 1, dessa forma conclui-se que  $Y = 156,896$  J / kg.

### 3.7 Cálculo da vazão do rotor, $Q_r$ .

A vazão do rotor é calculada conforme a Equação (18), utilizando-se um valor adequado que varia entre 1,01 e 1,05.

Para este estudo foi adotado um valor de 1,05.

$$Q_r = (1,05) \cdot Q \quad (18)$$

Onde:

$Q$  = Vazão da bomba [ $m^3/h$ ].

Dessa forma:

$$Q_r = (1,05) \cdot 53 = 55,65 \text{ m}^3/h$$

Para se calcular a vazão perdida por fuga, subtrai-se a vazão do rotor da vazão da bomba:

$$Q_r - Q = 55,65 - 53$$

$$Q_r - Q = 2,65 \text{ m}^3/\text{h}.$$

### **3.8 Rendimento mecânico, $\eta_m$ .**

O rendimento mecânico deve ser selecionado de acordo com o tipo de acionamento, que pode ser "direto" ou indireto. No acionamento direto, a rotação do rotor é igual à rotação do motor que aciona a bomba (geralmente um motor elétrico de indução), e o valor de  $\eta_m$  depende do sistema de vedação, que pode ser feito por "anéis de gaxeta" ou "selo mecânico". No acionamento indireto, a rotação da bomba geralmente difere da rotação do motor, e além do sistema de vedação, o valor de  $\eta_m$  também depende do sistema de transmissão entre o motor e a bomba, que pode ser realizado por correias e polias.

Para efeitos de cálculo foi adotado um valor de  $\eta_m = 0,98$  ou 98%.

### **3.9 Rendimento de atrito lateral, $\eta_{al}$ .**

Escolhe-se um valor adequado para o rendimento de atrito lateral. À medida que a rotação específica da bomba diminui, o valor adotado para  $\eta_{al}$  deve se distanciar de 1 (100%).

Para efeitos de cálculo foi adotado um valor de  $\eta_m = 0,94$  ou 94%.

### **3.10 Rendimento total da bomba, $\eta$ .**

Bombas de baixa potência geralmente têm rendimentos muito menores do que bombas de alta potência. Entre bombas radiais de mesma potência, aquelas com rotações específicas muito baixas apresentam rendimentos inferiores em comparação com bombas de rotações específicas mais altas. O acabamento das superfícies que entram em contato direto com o líquido também afeta o rendimento total da bomba. Além disso, a escolha do número correto de pás é crucial para otimizar o rendimento da bomba.

O rendimento total está sendo considerado o da bomba em estudo inicial:

$$\eta = 0,72 \text{ ou } 72\%.$$

### 3.11 Rendimento de fuga, $\eta_f$ .

O rendimento de fuga para máquinas de fluxo geradoras é determinado pela equação (19).

$$\eta_f = \frac{Q}{Q_r} \quad (19)$$

Sendo  $Q_r = 0,01546 \text{ m}^3 / \text{s}$ . e  $Q = 0,0147 \text{ m}^3 / \text{s}$ , conclui-se que  $\eta_f = 0,952$  ou 95,2%.

### 3.12 Rendimento hidráulico, $\eta_h$ .

O rendimento hidráulico,  $\eta_h$  é calculado para qualquer tipo de máquina de fluxo, como bombas, ventiladores ou turbinas hidráulicas, utilizando a equação (20).

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_f \cdot \eta_{al} \cdot \eta_m \quad (20)$$

Como os outros valores de rendimento são conhecidos, logo conclui-se que o valor do rendimento hidráulico,  $\eta_h = 0,821$  ou 82,1%.

### 3.13 Potência de eixo, $P_e$ .

A potência de eixo  $P_e$  para máquinas de fluxo geradoras, como bombas e ventiladores, é calculada conforme a Equação (21).

$$\eta = \frac{Q \cdot H \cdot g \cdot \rho}{P_e} \quad (21)$$

Onde:

- $Q$  = Vazão da bomba =  $0,0147 \text{ m}^3 / \text{s}$ .
- $H$  = Altura manométrica total =  $16 \text{ m}_{ca}$ .
- $g$  = Aceleração da gravidade =  $9,806 \text{ m} / \text{s}^2$ .
- $\rho$  = Massa específica da água =  $998,2 \text{ kg} / \text{m}^3$ .
- $P_e$  = Potência de eixo [CV].
- $\eta$  = Rendimento total da bomba = 72%.

Dessa forma, conclui-se que o  $P_e = 3,20$  kW, para converter em CV, divide-se tal valor por 0,73549875. Logo  $P_e = 4,35$  CV.

### 3.14 Diâmetro externo do rotor, $D_5$ .

Para o cálculo do diâmetro externo do rotor, foi utilizado o método fornecido por Bran e Souza (1979), no qual relaciona o coeficiente de pressão  $\psi$  com em função na rotação específica,  $n_{qA}$ .

Nessa metodologia é possível obter uma expressão de  $\psi$  versus  $n_{qA}$  para certas faixas de rotação específicas. Como para a faixa  $30 \leq n_{qA} \leq 125$ , tem-se a seguinte expressão:

$$\Psi = 0,186 + 0,0283 \cdot n_{qa} - 2,7975 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qa} + 8,0225 \cdot 10^{-7} \cdot n_{qa}^3 \quad (22)$$

Logo, o valor de  $\Psi = 1,0705$ .

Porém o coeficiente de pressão é dado pela equação (23):

$$\Psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{\pi^2 n^2 D_5^2} \quad (23)$$

Considerando que todos os valores são conhecidos e constam nos passos supracitados e a única variante seria o  $D_5$ , ao realizar as manobras algébricas conclui-se que o  $D_5$  é igual a 187 mm.

### 3.15 Relação de diâmetros, $v$ .

A relação de diâmetros  $v$ , que conecta os diâmetros médios de entrada  $D_{4m}$  e  $D_{5m}$  é expressa pela equação (24). Os valores de  $v$  são apresentados em um gráfico por Bran e Souza (1979). Uma expressão para  $v$  em função de  $n_{qa}$  pode ser obtida para máquinas de fluxo geradoras radiais, como bombas e ventiladores, conforme a Equação (25).

$$v = \frac{D_{4m}}{D_{5m}} \quad (24)$$

$$v = 0,129375 + 0,299 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qa} - 0,235 \cdot 10^{-5} \cdot n_{qa}^2 \quad (25)$$

Com o valor de  $n_{qa}$  calculado e igual a 79,8 conclui-se que:

$$v = 0,3531.$$

### 3.16 Diâmetro médio na entrada do rotor, $D_{4m}$ .

O diâmetro médio na entrada do rotor é obtido a partir da equação (26), ou seja,

$$D_{4m} = v \cdot D_{5m} \quad (26)$$

Logo, obtém-se que o valor de  $D_{4m} = 66$  mm.

### 3.17 Velocidade média na boca de entrada do rotor, $c_s$ .

A velocidade média na entrada do rotor, denotada por  $c_s$ , é calculada conforme a Equação (28). Considerando que a vazão no rotor é determinada pela equação da continuidade abaixo:

$$Q_r = c_s \cdot A_s = c_s \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - d_n^2) \quad (27)$$

Dessa maneira:

$$c_s = \frac{4 \cdot Q_r}{\pi \cdot (D_s^2 - d_n^2)} \quad (28)$$

Como:

$$Q_r = 0,0155 \text{ m}^3/\text{s};$$

$$D_s = 0,09 \text{ m};$$

$$d_n = 0,0762 \text{ m}.$$

O valor de  $c_s = 10,4$  m/s.

### 3.18 Fator de estrangulamento na entrada do rotor, $f_{e4m}$ .

A título de cálculo foi adotado um valor apropriado para o fator de estrangulamento na entrada do rotor. Tal parâmetro depende do ângulo da pá na entrada,  $\beta_4$ , do número de pás do rotor,  $N_p$  e da espessura da pá na entrada do rotor,  $e_4$ .

$$f_{e4m} = 0,68.$$

### 3.19 Fator de estrangulamento na saída do rotor, $f_{e5m}$ .

Assim como no item 3.17 o fator de estrangulamento depende de parâmetros ainda não calculados, dessa forma para efeitos de cálculos será adotado um fator de estrangulamento na saída do rotor de  $f_{e5m} = 0,94$ .

### 3.20 Velocidade meridional ideal na entrada das pás, $c_{m4m}$ .

A velocidade meridional ideal na entrada das pás,  $c_{m4m}$ , que numérica e simbolicamente é igual a  $w_{m4}$ , será inicialmente considerada igual à velocidade média na entrada do rotor,  $c_s$ . As velocidades  $c_{m4}$  e  $w_{m4}$  são referidas como a componente da velocidade absoluta ideal e a componente da velocidade relativa ideal na entrada das pás, respectivamente.

$$C_{m4m} \cong c_s \quad (29)$$

Logo:

$$C_{m4m} = 10,4 \text{ m/s.}$$

### 3.21 Velocidade meridional real na entrada das pás, $c_{m3m}$ .

A velocidade meridional real na entrada das pás, representada por  $c_{m3}$  e numericamente igual a  $w_{m3}$ , é calculada usando a Equação (30). As velocidades  $c_{m3}$  e  $w_{m3}$  são conhecidas como a componente da velocidade absoluta real e a componente da velocidade relativa real na entrada das pás, respectivamente.

$$C_{m3m} = f_{e4m} \cdot C_{m4m} = W_{m3} \quad (30)$$

Conhecendo os valores de  $f_{e4m}$  e  $c_{m4m}$ , calculados anteriormente:

$$C_{m3m} = 7,097 \text{ m/s.}$$

### 3.22 Velocidade circunferencial (tangencial) na entrada das pás, $u_{4m}$ .

A velocidade circunferencial na entrada das pás pode ser obtida a partir da equação (31):

$$u_{4m} = \pi \cdot D_{4m} \cdot n \quad (31)$$

Onde:

$$D_{4m} = 0,0659 \text{ m};$$

$$n = 29,17 \text{ rps.}$$

Conclui-se que  $u_{4m} = 6,045 \text{ m/s.}$

### 3.23 Ângulo do escoamento relativo na entrada das pás, $\beta_{3m}$ .

O ângulo do escoamento absoluto ao entrar no rotor sem giro é de  $90^\circ$ , o que significa que  $\alpha_{3m} = \alpha_{4m} = 90^\circ$ , e, conseqüentemente,  $c_{u3m} = c_{u4m} = 0$ . No triângulo de velocidades retangulares na entrada das pás, o ângulo do escoamento relativo na entrada das pás (considerando um número finito de pás) é determinado pela Equação (32).

$$\beta_{3m} = \text{tg}^{-1} \frac{W_{m3m}}{W_{u3m}} \quad (32)$$

Considerando que  $W_{m3m} = C_{m3m}$  e  $W_{u3m} = u_{4m}$ :

$$\beta_{3m} = 49,58^\circ$$

### 3.24 Ângulo das pás entrada, $\beta_{4m}$ .

Quando o número de pás é considerado infinito (uma simplificação comum em estudos de máquinas de fluxo), o ângulo do escoamento relativo se alinha com o ângulo das pás do rotor ao longo de toda a sua extensão. Como o escoamento absoluto entra no rotor sem qualquer rotação (ou seja,  $\alpha_{3m} = \alpha_{4m} = 90^\circ$ , o que faz com que  $c_{u3m} = c_{u4m} = 0$ ), o ângulo das pás na entrada,  $\beta_{4m}$ , pode ser facilmente determinado. Para simplificar, podemos assumir que a velocidade meridional na entrada é um pouco maior que a velocidade  $c_s$  (como calculado no Item 3.16). Usando o triângulo de velocidades na entrada das pás (um triângulo retângulo), o ângulo do escoamento relativo na entrada das pás (no caso de um número infinito de pás e espessura desprezível) — que é o mesmo ângulo das pás na entrada — é dado pela Eq. (33),  $\beta_{4m}$ .

$$\beta_{4m} = \text{tg}^{-1} \cdot \frac{W_{m4m}}{W_{u4m}} \quad (33)$$

Levando em consideração que:

$$c_s = C_{m4m} = W_{m4m} \quad \text{e} \quad W_{u4m} = u_{4m}$$

Conclui-se que:

$$\beta_{4m} = 59,9^\circ$$

### 3.25 Velocidade meridional na saída das pás, $C_{m5m}$ .

A velocidade meridional na saída das pás,  $C_{m5m}$ , pode ser determinada usando o mesmo valor da velocidade meridional na entrada das pás,  $C_{m4m}$ , ou ajustando com base em um fator que relaciona as velocidades meridionais na entrada e na saída ( $f_{cm}$ ).

Para efeitos de cálculo foi adotado um fator  $f_{cm} = 0,6$ .

Tal fator pode ser calculado pela seguinte equação:

$$f_{cm} = \frac{C_{m5m}}{C_{m4m}} \cdot \frac{W_{m5m}}{W_{m4m}} \quad (34)$$

Da equação (34), obtém-se a velocidade meridional na saída das pás, de acordo com a equação (35).

$$C_{m5m} = f_{cm} \cdot C_{m4m} = f_{cm} \cdot W_{m4m} \quad (35)$$

Como calculado em 3.20,  $C_{m4m} = 10,4$  m/s

Dessa forma:

$$C_{m5m} = 6,26 \text{ m/s.}$$

### 3.26 Largura das pás na saída, $b_5$ .

Usando a equação da continuidade, é possível calcular a largura das pás na saída,  $b_5$ , conforme indicado pela equação (36) .

$$b_5 = \frac{Q_r}{\pi \cdot D_{5m} \cdot C_{m5m} \cdot f_{e5m}} \quad (36)$$

Para efeitos de cálculo  $f_{e5m}$  foi adotado como 0,94.

Desta forma:

$$b_5 = 4,474 \text{ mm.}$$

### 3.27 Largura das pás na entrada, $b_4$ .

Usando a equação da continuidade, é possível calcular a largura das pás na entrada,  $b_4$ , conforme indicado pela equação (37).

$$b_4 = \frac{Q_r}{\pi \cdot D_{4m} \cdot c_{m4m} \cdot f_{e4m}} \quad (37)$$

Para efeitos de cálculo  $f_{e4m}$  foi adotado como 0,68.

Desta forma:

$$b_4 = 10 \text{ mm.}$$

### 3.28 Velocidade circunferencial (tangencial) na saída das pás, $u_{5m}$ .

O diâmetro  $D_{5m} = D_5 = 187\text{mm}$  foi calculado no item 3.13. A velocidade tangencial  $u_{5m}$  pode ser calculada conforme equação (38).

$$u_{5m} = \pi \cdot D_{5m} \cdot n \quad (38)$$

Como:

$$D_{5m} = 0,184 \text{ m e } n = 29,17 \text{ rps,}$$

Conclui-se que:

$$u_{5m} = 17,121 \text{ m/s.}$$

### 3.29 Trabalho específico real do rotor, $Y_{pá}$ .

O trabalho específico real do rotor,  $Y_{pá}$ , pode ser encontrado usando a Eq. (39):

$$Y_{pá} = \frac{Y}{\eta_h} \quad (39)$$

Como:

$$Y = 156,9 \text{ J/kg e } \eta_h = 0,821,$$

Conclui-se que:

$$Y_{pá} = 191,181 \text{ J/kg.}$$

### 3.30 Fator de deficiência de potência, $\epsilon$ .

Para efeitos de cálculo o fator de deficiência de potência foi adotado, após finalização do projeto deve-se verificá-lo e, se necessário, fazer os devidos ajustes em tal valor.

$$\epsilon = 0,75.$$

### 3.31 Trabalho específico ideal do rotor, $Y_{pá\infty}$ .

O trabalho específico real do rotor é calculado pela equação (40):

$$Y_{pá\infty} = \frac{Y_{pá}}{s} \quad (40)$$

Considerando que os valores das variáveis já foram calculados nos itens 3.29 e 3.30, o valor do trabalho específico  $Y_{pá\infty} = 254,908 \text{ J / kg}$ .

### 3.32 Componente da velocidade absoluta na direção circunferencial na saída das pás, $c_{u5m}$ .

A velocidade absoluta na direção circunferencial na saída das pás, denotada por  $c_{u5m}$ , é determinada pela Equação (41), que corresponde à equação de Euler para rotores de máquinas de fluxo geradoras radiais (MFGR).

$$Y_{pá\infty} = U_5 \cdot c_{u5m} - U_4 \cdot c_{u4m} \quad (41)$$

Como o fluxo absoluto entra no rotor sem velocidade angular, o ângulo do fluxo absoluto na entrada do rotor é de  $90^\circ$ , o que significa que o componente da velocidade absoluta na direção circunferencial na entrada das pás,  $c_{u4}$ , é zero. Portanto, nesse caso, a Equação (41) se simplifica para:

$$Y_{pá\infty} = U_5 \cdot c_{u5m} \quad (42)$$

Conforme calculado em 3.28,  $u_{5m} = 17,121 \text{ m/s}$  e 3.31,  $Y_{pá\infty} = 254,908 \text{ J / kg}$ .

O valor de:

$$c_{u5m} = 14,89 \text{ m/s}.$$

### 3.33 Componente da velocidade relativa na direção circunferencial na saída das pás, $w_{u5}$ .

A partir do triângulo de velocidades na saída das pás, o componente da velocidade relativa na direção circunferencial na saída das pás,  $w_{u5}$ , é determinado pela Equação (43).

$$W_{u5} = U_{5m} - C_{u5m} \quad (43)$$

Conforme item 3.27,  $U_{5m} = 17,121$  m/s e item 3.32,  $c_{u5m} = 14,89$  m/s:

Obtém-se:

$$w_{u5} = 2,23 \text{ m/s.}$$

### 3.34 Ângulo do escoamento relativo na saída das pás, $\beta_{5m}$ .

Quando se assume um número infinito de pás (uma idealização comum no estudo de máquinas de fluxo), o ângulo do fluxo relativo se alinha com o ângulo das pás do rotor ao longo de toda a sua extensão. No triângulo de velocidades na saída das pás, o ângulo do fluxo relativo na saída das pás (considerando um número infinito de pás com espessura desprezível) é o mesmo que o ângulo das pás na saída, e é determinado pela Equação (44).

Ângulo do escoamento relativo na saída das pás:

$$\beta_{5m} = \text{tg}^{-1} \cdot \frac{w_{m5m}}{w_{u5m}} \quad (44)$$

Considerando que  $w_{m5m} = C_{m5m}$ . Logo, conforme calculado em 3.25,  $C_{m5m} = 6,26$  m/s e item 3.33,  $w_{u5} = 2,23$  m/s.

Conclui-se, portanto que:

$$\beta_{5m} = 70,38 \text{ }^\circ.$$

### 3.35 Número de pás, $N_{pá}$ .

De maneira aproximada, a quantidade de pás é determinada usando a Eq. (45). O fator empírico,  $k_{pá}$ , para máquinas de fluxo radial, varia entre 5 e 8. Para bombas radiais, costuma-se escolher um valor mais próximo de 5 do que de 8.

$$N_{pá} = k_{pá} \cdot \frac{D_5 + D_4}{D_5 - D_4} \cdot \text{sen} \frac{\beta_5 + \beta_4}{2} \quad (45)$$

Como os valores das variáveis são conhecidos, ao aplicar o cálculo supracitado, obtém-se o número de pás igual a 8.

O fator de segurança  $k_{pá}$  foi de 5.

### 3.36 Espessura das pás, $e$ .

A espessura das pás foi definida com base em critérios técnicos que consideram a resistência estrutural e a otimização do desempenho do sistema, estabelecendo-se o valor de 4 mm como ideal para atender às especificações do projeto, garantindo tanto a integridade mecânica quanto a eficiência operacional.

#### 4. DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO

Neste capítulo serão apresentados os dados obtidos a partir do roteiro de cálculos previamente estabelecido para o dimensionamento do rotor. Esses resultados incluem o rendimento hidráulico e as velocidades médias, tanto meridional quanto tangencial, nas regiões de entrada e saída do rotor, rendimento mecânico, diâmetro do núcleo, dentre diversos outros parâmetros. Essas grandezas são fundamentais para determinar as dimensões físicas finais do rotor e garantir que seu desempenho atenda às expectativas de projeto.

A tabela 2 apresenta os resultados obtidos dos cálculos realizados:

Tabela 2: Dados construtivos do rotor.

| Descrição  | Valor   | Unidade           |
|--|---------|-------------------|
| Rotação específica da bomba [ $\eta_{qA}$ ]                              | 79,8    | -                 |
| Diâmetro da ponta de eixo onde o rotor é fixado [de]                     | 57,2    | mm                |
| Diâmetro do núcleo (cubo) na ponta de eixo do rotor [dn]                 | 76,2    | mm                |
| Diâmetro da boca de entrada do rotor [ $D_s$ ]                           | 0,0877  | m                 |
| Trabalho específico da bomba [ $Y$ ]                                     | 156,896 | J / kg            |
| Vazão do rotor [ $Q_r$ ]   | 55,65   | m <sup>3</sup> /h |
| Rendimento mecânico [ $\eta_m$ ]   | 98      | %                 |
| Rendimento de atrito lateral [ $\eta_{al}$ ]                             | 94      | %                 |
| Rendimento total da bomba [ $\eta$ ]                                     | 72      | %                 |
| Rendimento de fuga [ $\eta_f$ ]  | 82,1    | %                 |
| Potência de eixo [ $P_e$ ]   | 4,35    | CV                |
| Diâmetro externo do rotor [ $D_5$ ]                                      | 187     | mm                |
| Relação de diâmetros [ $\nu$ ]   | 0,3531  | -                 |
| Diâmetro médio na entrada do rotor [ $D_{4m}$ ]                          | 66      | mm                |
| Velocidade média na boca de entrada do rotor [ $c_s$ ]                   | 10,4    | m/s               |
| Fator de estrangulamento na entrada do rotor [ $f_{e4m}$ ]               | 0,68    | -                 |
| Fator de estrangulamento na saída do rotor [ $f_{e5m}$ ]                 | 0,94    | -                 |
| Velocidade meridional ideal na entrada das pás [ $c_{m4m}$ ]             | 10,4    | m/s               |
| Velocidade meridional real na entrada das pás [ $c_{m3m}$ ]              | 7,097   | m/s               |
| Velocidade circumferencial (tangencial) na entrada das pás, [ $u_{4m}$ ] | 6,045   | m/s               |
| Ângulo do escoamento relativo na entrada das pás [ $\beta_{3m}$ ]        | 49,58   | °                 |
| Ângulo das pás entrada [ $\beta_{4m}$ ]                                  | 59,9    | °                 |
| Velocidade meridional na saída das pás [ $c_{m5m}$ ]                     | 6,26    | m/s               |
| Largura das pás na saída [ $b_5$ ]                                       | 4,47    | mm                |
| Largura das pás na entrada [ $b_4$ ]                                     | 10      | Mm                |

|   |         |        |
|---|---------|--------|
| Velocidade circunferencial (tangencial) na saída das pás [u <sub>5m</sub> ]                       | 17,121  | m/s    |
| Trabalho específico real do rotor [Y <sub>pá</sub> ]  | 191,181 | J / kg |
| Fator de deficiência de potência [ε]  | 0,75    | -      |
| Trabalho específico ideal do rotor [Y <sub>pá∞</sub> ]  | 254,908 | J / kg |
| Componente da velocidade absoluta na direção circunferencial na saída das pás [c <sub>u5m</sub> ] | 14,89   | m/s    |
| Componente da velocidade relativa na direção circunferencial na saída das pás [w <sub>u5</sub> ]  | 2,23    | m/s    |
| Ângulo do escoamento relativo na saída das pás [β <sub>5m</sub> ]                                 | 70,38   | °      |
| Número de pás [N <sub>pá</sub> ]  | 8       | -      |
| Espessura das pás [e]   | 4       | mm     |

Fonte: Autoria própria.

#### 4.1 Modelagem do rotor

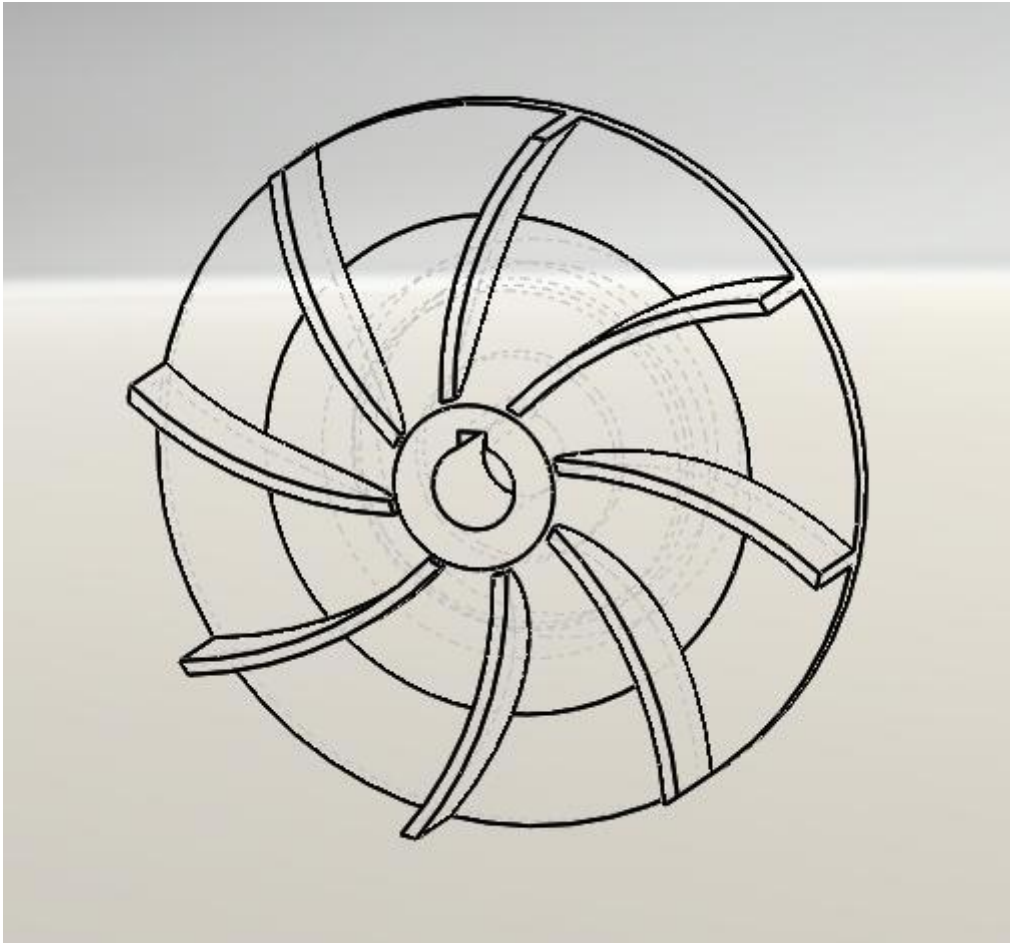
A partir dos resultados calculados das grandezas físicas do rotor, foi realizado o esboço do rotor utilizando o software SolidWorks®.

Com base nos resultados das dimensões físicas do rotor, os valores foram importados para o software de modelagem 3D. A partir disso, foi criado um modelo preciso que representou fielmente suas características geométricas e funcionais. O uso do SolidWorks possibilitou uma visualização detalhada do rotor, permitindo a análise do escoamento do fluido e a identificação de possíveis melhorias no projeto, garantindo que o componente atenda aos critérios de eficiência e desempenho definidos.

Na imagem a seguir (Figura 6) observa-se o rotor em vista frontal, permitindo observar suas principais características geométricas de frente. Nessa vista, é possível visualizar o perfil das pás do rotor, a distribuição delas em torno do eixo central, bem como o diâmetro externo e o diâmetro interno (ou cubo) do rotor.

Além disso, a vista frontal facilita a análise da simetria do projeto e a uniformidade da distribuição das pás, que são fatores essenciais para garantir um escoamento eficiente do fluido e minimizar vibrações indesejadas durante a operação.

Figura 6: Vista Frontal do rotor radial.



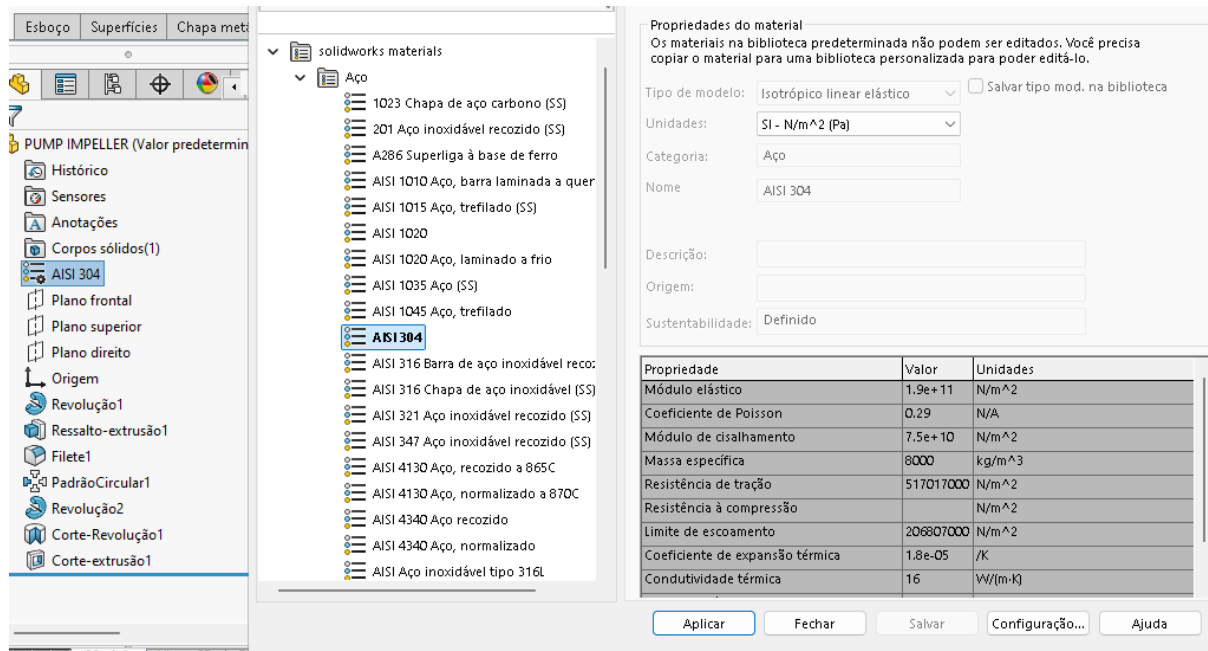
**Fonte:** Autoria própria.

O material escolhido para a fabricação do rotor foi o aço AISI 304, como ilustrado na Figura 7. Esse tipo de aço é amplamente utilizado na produção de rotores devido às suas propriedades mecânicas superiores. Entre suas principais características destacam-se a alta resistência à tração, boa dureza, durabilidade e boa resistência ao desgaste e à corrosão, especialmente em ligas inoxidáveis. Além disso, o AISI 304 apresenta boa ductilidade, permitindo sua modelagem precisa em geometrias complexas, como as pás de um rotor, sem comprometer a integridade estrutural.

No caso de um rotor de bomba centrífuga, a elevada resistência mecânica do aço é fundamental para suportar as forças centrífugas resultantes das altas rotações, bem como o impacto do fluido durante o escoamento. Sua durabilidade assegura um desempenho eficiente e confiável ao longo do tempo, mesmo em condições extremas de pressão e temperatura. A resistência à corrosão é especialmente vantajosa em ambientes com fluidos corrosivos ou ácidos,

prolongando a vida útil do rotor e minimizando a necessidade de manutenções frequentes. Portanto, a escolha do aço AISI 304 é determinante para garantir a eficiência, a segurança e a durabilidade do rotor.

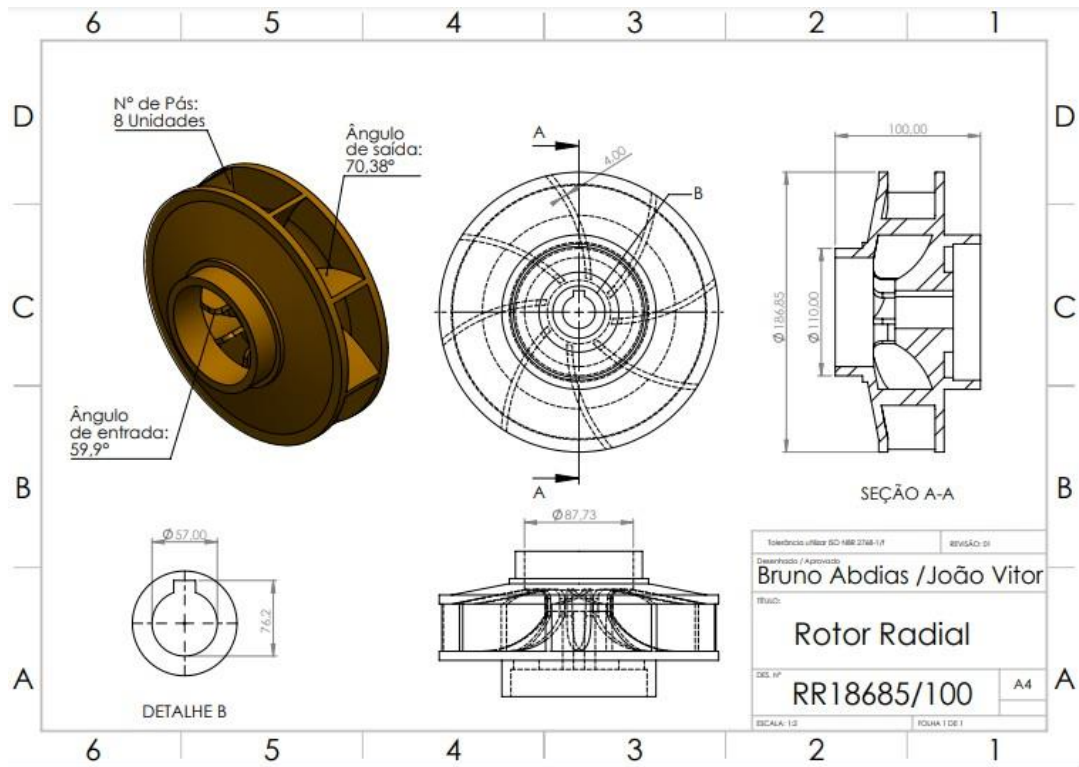
Figura 7: Aplicação do material na peça.



Fonte: Autoria própria.

A imagem a seguir (Figura 8) ilustra o modelo tridimensional, as vistas técnicas em primeiro diedro com cortes e detalhes construtivos, evidenciando o número de pás, ângulo de entrada das pás ( $\beta_4$ ), ângulo de saída das pás ( $\beta_5$ ), espessura das pás ( $e$ ), diâmetro da ponta do eixo ( $D_e$ ), diâmetro nominal do cubo ( $D_c$ ), diâmetro da boca de entrada na tampa do rotor ( $D_s$ ), diâmetro na saída do rotor ( $D_5$ ).

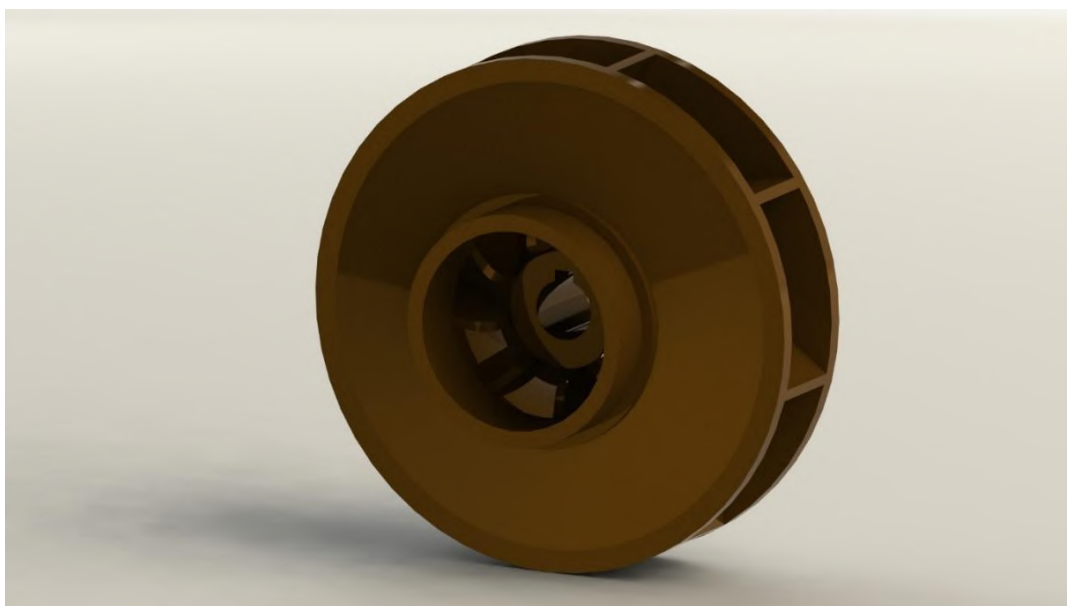
Figura 8: Vistas isométricas em primeiro diedro



Fonte: Autoria própria.

Feito a aplicação do material, e tendo o rotor finalizado no software, foi feita uma renderização da imagem do rotor (Figura 9), em vista isométrica, e já com o rotor fechado, com o intuito de melhorar a visualização da geometria tridimensional.

Figura 9: Renderização final.



Fonte: Autoria própria.

## 5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Este capítulo irá apresentar como o resultado da metodologia adotada impacta na decisão de construção do protótipo.

### 5.1 Rotação Específica e Controle de Vazão e Pressão

O cálculo da rotação específica da bomba ( $nq_A$ ) resultou em um valor de 79,8, posicionando a bomba dentro de um regime bom para bombas centrífugas de média vazão e pressão moderada. Esse valor é fundamental para caracterizar o tipo de fluxo que o rotor precisa gerar para transportar o fluido com eficiência. Dixon e Hall (2010) destacam que a rotação específica é um indicador essencial para o dimensionamento de bombas, pois permite que a relação entre altura manométrica e vazão seja otimizada. No contexto deste projeto, uma rotação específica ajustada significa que o rotor foi calculado para operar de modo eficaz na condição de trabalho desejada, com boa performance de pressão e vazão.

Além disso, a vazão do rotor ( $Q_r = 55,65 \text{ m}^3/\text{h}$ ) foi definida com uma ligeira margem em relação à vazão da bomba ( $53 \text{ m}^3/\text{h}$ ). Isso proporciona uma "folga" operacional, garantindo que o rotor lida bem com variações mínimas de fluxo sem comprometer o desempenho. Essa escolha ajuda a evitar o risco de flutuações de pressão e recirculações, fenômenos que poderiam afetar a estabilidade da operação. Conforme Budynas e Nisbett (2015) explicam, a estabilidade do fluxo é essencial para o bom desempenho de turbomáquinas e permite que o sistema suporte pequenos desvios de vazão sem perder eficiência ou sofrer com cavitação.

### 5.2 Rendimentos e Minimização de Perdas

A análise dos rendimentos mecânico, de atrito lateral e hidráulico é fundamental para avaliar como a energia é transformada e utilizada na bomba. O rendimento mecânico da bomba, calculado em 98%, indica que quase toda a energia fornecida pelo motor é transferida para o rotor com mínima perda por atrito e resistência nos componentes mecânicos, como mancais e acoplamentos. Esse rendimento elevado é decisivo para reduzir o consumo de energia e os custos operacionais, além de minimizar o desgaste mecânico, contribuindo para a longevidade do sistema.

O rendimento de atrito lateral de 94% reflete a eficácia em minimizar as perdas de energia geradas pelo atrito entre o fluido e as paredes internas do rotor. Esse alto valor de rendimento indica que o projeto foi bem-sucedido em reduzir a resistência ao escoamento do fluido, uma condição crucial para manter a eficiência da turbomáquina, como discutido por Cengel e Cimbala (2014). Minimizar o atrito lateral é especialmente importante em projetos de bombas centrífugas, pois reduz a dissipação de energia, garantindo que o fluido receba a maior quantidade possível de energia do rotor.

O rendimento total da bomba de 72% evidencia que o sistema mantém uma boa proporção entre a energia mecânica fornecida e a energia efetivamente convertida em pressão e vazão úteis. Embora perdas sejam inevitáveis, esse rendimento está dentro dos padrões de eficiência para bombas de média potência. Segundo Stepanoff (1948), um rendimento total acima de 70% é satisfatório para aplicações industriais, especialmente em sistemas projetados para operar sob carga constante. Esse valor indica que o rotor está aproveitando adequadamente a energia para o transporte do fluido, sem dissipações excessivas.

Por fim, o rendimento de fuga ( $\eta_f = 95,2\%$ ) representa uma otimização no controle de vazamentos internos. Esse parâmetro é fundamental para garantir que a maior parte do fluido seja direcionada ao escoamento principal, evitando recirculações indesejadas que poderiam reduzir a vazão efetiva. Como discutido por Rodrigues e Silva (2023), a redução de vazamentos e recirculações não apenas melhora a eficiência, mas também protege o rotor contra o desgaste excessivo e minimiza o risco de cavitação, um fenômeno crítico para a durabilidade do equipamento.

### **5.3 Geometria do Rotor e Comportamento do Escoamento**

Os diâmetros do rotor, incluindo o diâmetro externo ( $D_5 = 187 \text{ mm}$ ) e o diâmetro médio de entrada ( $D_{4m} = 66 \text{ mm}$ ), foram calculados para promover um escoamento fluido e eficiente, com mínima geração de turbulências. Essas dimensões são definidas com base nas orientações de Pfeleiderer e Petermann (1979) e foram fundamentais para garantir que a altura manométrica fosse alcançada sem comprometer a vazão. Um diâmetro externo adequado assegura

que a bomba alcance a pressão desejada, enquanto o diâmetro de entrada otimizado minimiza o risco de choque hidráulico, permitindo que o fluido entre de maneira controlada e uniforme.

O diâmetro da boca de entrada do rotor ( $D_s = 0,0877$  m) também foi calculado para facilitar a entrada do fluido no rotor sem criar obstáculos que causariam perda de carga. A literatura de Macintyre (1997) reforça que uma entrada dimensionada de forma adequada é essencial para evitar a cavitação, especialmente em pontos de alta velocidade, onde a pressão pode cair drasticamente. Manter uma pressão estável no ponto de entrada reduz o risco de formação de bolhas de vapor, que poderiam causar danos ao rotor e reduzir a eficiência da bomba.

#### **5.4 Ângulos de entrada e saída: Controle de direção do escoamento**

Os ângulos de entrada ( $\beta_{3m} = 49,58^\circ$ ) e de saída ( $\beta_{5m} = 70,38^\circ$ ) foram definidos para orientar o escoamento dentro do rotor e evitar perda de carga por atrito e choques. Esses ângulos são particularmente importantes para assegurar que o fluido entre e saia das pás com mínima resistência, promovendo um escoamento uniforme. Como Budynas e Nisbett (2015) explicam, a definição precisa dos ângulos de entrada e saída reduz a possibilidade de incidência indesejada do fluido nas pás, um fator que poderia gerar turbulências e aumentar o consumo de energia.

O ângulo das pás na entrada ( $\beta_{4m} = 59,9^\circ$ ) foi ajustado para garantir que o fluido percorra o rotor com a direção e a velocidade adequadas. Esse ângulo controla a orientação inicial do fluxo, evitando que o fluido recircule na entrada ou se choque contra as superfícies das pás, o que poderia prejudicar a transferência de energia. A importância desse ajuste é reforçada por Nakamura *et al.* (2023), que destacam que otimizar o ângulo das pás melhora o rendimento e diminui o desgaste do rotor, pois reduz a formação de vórtices e áreas de recirculação.

#### **5.5 Distribuição das Velocidades no Escoamento**

As velocidades calculadas no rotor foram definidas para assegurar que o fluido percorra as pás de forma otimizada. A velocidade meridional ideal na entrada das pás ( $c_s = 10,4$  m/s) e a velocidade tangencial na entrada ( $u_{4m} = 6,045$  m/s)

proporcionam um escoamento suave e constante no início do trajeto, minimizando as quedas de pressão e as perdas por atrito. Esse ajuste é crítico para prevenir choques no fluido, que poderiam criar pontos de recirculação e dissipar a energia de forma ineficaz.

Na saída das pás, a velocidade tangencial  $u_{5m}$  de 17,121 m/s assegura que o fluido saia do rotor com a energia necessária para alcançar a altura manométrica prevista. Essa velocidade tangencial é responsável por parte da conversão de energia cinética em pressão útil, fundamental para o desempenho da bomba. Como discutido por Chen *et al.* (2022), manter uma alta velocidade tangencial na saída ajuda a aumentar a pressão do fluido, tornando o sistema mais eficiente para o transporte de fluido em regimes de pressão média e alta.

## 5.6 Trabalho Específico do Rotor e Eficiência na Transferência de Energia

O trabalho específico real do rotor ( $Y_{pá} = 191,181$  J/kg) e o trabalho específico ideal ( $Y_{pá^\infty} = 254,908$  J/kg) são parâmetros essenciais para avaliar a eficiência da transferência de energia do rotor para o fluido. O fator de deficiência de potência ( $\epsilon = 0,75$ ) indica que 75% do trabalho ideal está sendo convertido em trabalho útil, uma taxa satisfatória para o tipo de aplicação proposta. Como ressaltado por Luque *et al.* (2022), esse fator mostra o quão bem o rotor transfere energia para o fluido e reflete um design otimizado que minimiza as perdas durante a operação.

A análise dos valores de trabalho específico evidencia que o rotor foi projetado para maximizar a conversão de energia cinética em pressão, sem dissipações excessivas. Esse aspecto é fundamental para garantir que a bomba funcione de forma econômica, aproveitando ao máximo a energia fornecida pelo motor.

## 5.7 Controle de Cavitação e Perdas Hidráulicas

A cavitação é um desafio constante no projeto de turbomáquinas, e foi abordada de maneira rigorosa neste projeto. Os valores para o fator de estrangulamento na entrada ( $f_{e4m} = 0,68$ ) e na saída ( $f_{e5m} = 0,94$ ) foram ajustados para manter o escoamento estável e uniforme, sem variações de pressão bruscas que poderiam induzir a cavitação. O controle adequado desses fatores foi possível

graças ao alinhamento com a teoria de Bernoulli, que destaca a importância de preservar a pressão no escoamento para evitar a formação de bolhas de vapor. Esses ajustes permitem que a bomba opere com alta confiabilidade, mesmo em condições de pressão desafiadoras.

## **5.8 Escolha do Material e Verificação da Geometria**

A escolha do aço AISI 304 para a construção do rotor proporcionou as propriedades mecânicas ideais para suportar as forças centrífugas, o desgaste e a corrosão. Como descrito por Gülich (2010), o aço inoxidável é amplamente utilizado em turbomáquinas pela sua durabilidade e resistência, especialmente em ambientes sujeitos a fluidos corrosivos. A resistência mecânica do AISI 304, aliada à sua capacidade de modelagem, permitiu que o rotor fosse construído com uma geometria precisa, fundamental para um desempenho eficiente e seguro.

O uso do software SolidWorks para modelagem 3D foi indispensável para a verificação da geometria do rotor, garantindo que o design fosse simétrico e que a distribuição das pás fosse uniforme. Essa etapa permitiu validar a distribuição de massa e o equilíbrio dinâmico, assegurando que o rotor funcione sem vibrações ou desbalanceamento, o que poderia comprometer o desempenho e reduzir a vida útil do equipamento.

## 6 CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou o desenvolvimento detalhado de um rotor radial para uma bomba centrífuga, integrando cálculos técnicos precisos e modelagem 3D para garantir um projeto eficiente e robusto. Ao longo desse processo, foi possível verificar, com clareza, o impacto das condições de contorno (decisões definidas ao longo do memorial de cálculo) no desempenho da bomba. Esse cuidado tornou possível alcançar um rotor que não só atende às necessidades práticas do sistema, mas também maximiza a eficiência e a vida útil do equipamento, confirmando que o projeto se alinhou perfeitamente com os objetivos traçados.

Durante o desenvolvimento, um dos aspectos que mais se destacou foi a eficiência da bomba, tanto em termos hidráulicos quanto mecânicos. Cálculos detalhados e o cuidado com parâmetros específicos, como ângulos de entrada e saída do fluido, espessura das pás e ajuste das velocidades meridionais e tangenciais, foram essenciais para assegurar uma transferência eficiente de energia ao fluido. Esses ajustes reduziram perdas e contribuíram para um desempenho otimizado, um ponto amplamente defendido por referências técnicas e que mostrou, na prática, seu valor ao maximizar o rendimento da bomba sem sacrificar sua durabilidade.

Outro fator importante foi a escolha do aço inoxidável AISI 304 como material do rotor, uma decisão que vai além da resistência estrutural, já que o aço oferece também proteção contra corrosão e desgaste, especialmente importante em ambientes mais agressivos. Essa escolha reflete o compromisso com a durabilidade e a segurança, confirmando que materiais de qualidade fazem toda a diferença para que o equipamento funcione de maneira eficiente e confiável a longo prazo.

A aplicação de ferramentas computacionais, como o software SolidWorks, agregou ao estudo a possibilidade de visualizar em detalhes a geometria do rotor e como o escoamento fluía entre as pás. Esse uso da modelagem tridimensional foi essencial para antecipar comportamentos do rotor antes de qualquer construção física, garantindo que o projeto fosse não apenas teoricamente eficaz, mas também viável na prática.

Este trabalho também abre portas para diversas possibilidades de estudos futuros que podem enriquecer ainda mais o campo de bombas centrífugas. Um exemplo interessante seria o uso de simulações mais avançadas, como a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), que permite observar o comportamento do fluido de forma ainda mais detalhada e explorar ajustes na geometria do rotor para evitar pontos de baixa pressão. Essas simulações avançadas poderiam ajudar a identificar com precisão áreas onde há potencial para melhorias e, assim, aumentar ainda mais a eficiência.

Outra linha de pesquisa relevante seria a comparação de desempenho do rotor com outros materiais, como ligas mais leves e resistentes ou mesmo compósitos modernos, especialmente para aplicações onde se espera alta durabilidade e menos manutenção. A busca por novas soluções de materiais que combinem leveza e resistência é uma tendência promissora na engenharia de bombas e turbomáquinas.

Há também oportunidades para adaptar o design do rotor para lidar com tipos de fluidos específicos, como líquidos mais viscosos ou com partículas em suspensão, o que poderia ampliar sua aplicabilidade em setores como o alimentício ou o minerador, que frequentemente lidam com condições de bombeamento desafiadoras. Outra possibilidade seria explorar diferentes configurações de pás para melhorar ainda mais a estabilidade do fluxo, minimizando vibrações e ruídos, especialmente para bombas que operam por longos períodos.

Por fim, construir um protótipo físico do rotor e realizar testes experimentais sob condições controladas seria uma excelente forma de validar as simulações e os cálculos realizados. Ensaios em bancada permitiriam ajustes adicionais e a coleta de dados experimentais, o que não só reforçaria as conclusões teóricas, mas também traria insights práticos valiosos para o aprimoramento do design.

Em suma, este projeto não só cumpriu os objetivos propostos, mas também contribuiu com uma abordagem prática para o desenvolvimento de rotores radiais. O trabalho confirma a importância de uma análise bem fundamentada e do uso de ferramentas computacionais para criar soluções eficientes. Este estudo, assim, oferece uma base para projetos futuros servindo como guia para a criação de equipamentos cada vez mais eficientes, seguros e economicamente viáveis.

## REFERÊNCIAS

- BACHUS, L. C.; SCHNEIDER, A. ***Pump handbook***. New York: McGraw-Hill, 2010.
- BALJE, O. ***Turbomachines: a guide to design, selection, and theory***. New York: John Wiley & Sons, 1981.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. ***Mechanical engineering design***. 10. ed. New York: McGraw-Hill, 2015.
- BRUNETTI, F. ***Hydraulic systems design***. São Paulo: Érica, 2008.
- CENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. ***Fluid mechanics: fundamentals and applications***. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 2014.
- CHEN, X.; ZHANG, Y.; WANG, Q. **Performance analysis of centrifugal pump impellers based on energy conservation principles**. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 45, n. 3, p. 233-245, 2022.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. ***Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações***. São Paulo: McGraw-Hill, 2007.
- DÍAZ, J. M.; MARTINEZ, R.; AGUILAR, S. **CFD simulation of flow characteristics in centrifugal pumps: a comparative study**. *Applied Sciences*, v. 10, n. 12, p. 5678-5690, 2020.
- DIXON, S. L.; HALL, C. A. ***Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery***. 7. ed. London: Butterworth-Heinemann, 2010.
- FLEHMIG, F. ***Pump engineering: principles and practice***. Berlin: Springer, 2016.
- FOX, R. W.; McDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. ***Introduction to fluid mechanics***. 8. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2014.
- GÜLICH, J. F. ***Centrifugal pumps***. 3. ed. Berlin: Springer, 2010.
- KUMAR, D.; KUMAR, S.; YADAV, S. **Types of rotors in centrifugal pumps**. *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology*, v. 4, n. 7, p. 123-134, 2013.

LOESER, C. **Elementos de máquinas e fundamentos de projeto mecânico**. São Paulo: Pearson, 2011.

LUQUE, R.; MARQUES, J. A.; GARCIA, P. B. **Advances in computational analysis of turbomachinery flow**. *Journal of Turbomachinery*, v. 144, n. 5, p. 507-515, 2022.

MACINTYRE, A. J. **Essentials of fluid mechanics**. 5. ed. London: Springer, 1997.

MENIN, O. **Manual prático de hidráulica**. São Paulo: Érica, 2009.

NAKAMURA, T.; YAMADA, H.; KATO, T. **Experimental study on flow patterns in centrifugal pump impellers**. *International Journal of Rotating Machinery*, 2023, p. 1-10.

PFLEIDERER, C. **Turbomachines**. 4. ed. Berlin: Springer, 1961.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, E. **Turbomachinery design and operation**. 2. ed. Berlin: Springer, 1979.

POTTER, M. C.; WIGGERT, D. C.; RAMADAN, B. H. **Mechanics of fluids**. 4. ed. Belmont: Cengage Learning, 2014.

RODRIGUES, M. F.; SILVA, E. A. **Theoretical foundations for energy transfer in rotating machinery**. *Energy Engineering*, v. 98, n. 2, p. 198-215, 2023.

STEPHANOFF, A. J. **Centrifugal and axial flow pumps: theory, design, and application**. New York: John Wiley & Sons, 1948.

WHITE, F. M. **Fluid mechanics**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 2011