



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE
TRÊS ESTÁGIOS MODULAR**

RICKSON IGOR BIBAS DOS SANTOS

**TUCURUÍ-PA
2022**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UMA BANCADA DIDÁTICA DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE
TRÊS ESTÁGIOS MODULAR**

RICKSON IGOR BIBAS DOS SANTOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador:
Prof^o Dr.^o Franciso Jarmeson Silva
Bandeira**

**Tucuruí-PA
2022**

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

S237 Santos, Rickson Igor Bibas dos.
PROJETO DE UM BANCADA DIDÁTICA DE UMA
BOMBA CENTRÍFUGA DE TRÊS ESTÁGIOS MODULAR /
Rickson Igor Bibas dos Santos. — 2022.
101 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. Francisco Jarmeson Silva Bandeira

1. Turbomáquinas. 2. Bomba Centrífuga. 3. Bancada
Didática. I. Título.

CDD 621.252



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UM BANCADA DIDÁTICA DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE
TRÊS ESTÁGIOS MODULAR**

RICKSON IGOR BIBAS DOS SANTOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título bacharel em Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Orientador. Prof.º Dr.º Francisco Jarmeson Silva Bandeira
FEM/CAMTUC/UFPA

Membro Interno Prof.º Me. Maciel da Costa Furtado
FEM/CAMTUC/UFPA

Membro Externo Prof.º Dr.º Flavio Maldonado Bentes
UNISUAM

Conceito: Excelente

Tucuruí, 19 de dezembro de 2022.

Aos meus pais, Maria Goretti Bibas dos Santos e Ricsant Cavalcante dos Santos, e ao meu irmão, Rickson Euler, por todo o apoio recebido no decorrer de minha graduação, por tornarem possível minha formação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, aos meus pais. Maria Goretti Bibas dos Santos e Ricsant Cavalcante dos Santos, por todo o apoio prestado no decorrer do curso e às palavras de incentivo perante todas os novos desafios.

Ao meu irmão, Rickson Euler, explico meus agradecimentos por todo o suporte recebido no decorrer de minha formação.

À Universidade Federal do Pará e todos os seus colaboradores do Campus de Tucuruí, pela oportunidade de poder cursar e formar-me em Engenharia Mecânica.

Ao meu orientador, Jarmeson Bandeira, por todo o suporte prestado durante a graduação e durante a produção desse projeto, onde não mediu esforços sempre que requisitei seu auxílio, independente do dia ou horário. Agradeço imensamente ao Sr., professor.

A todos colegas de graduação, pelo ambiente agradável de ajuda e crescimento mútuo. Em especial aos integrantes do meu grupo de estudo, Rafael Araújo, Elias Pimentel, Luana Pontes, Geremias Coelho e Eduardo Silva, por todo o tempo passado com vocês, pessoas ímpares.

Por fim, à minha companheira Thammirys Soares, por todo o apoio nas incontáveis noites de pesquisa, e por ter sido um pilar importante na minha edificação profissional.

“O acaso só favorece a mente preparada.”

(Louis Pasteur)

PROJETO DE UM BANCADA DIDÁTICA DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE TRÊS ESTÁGIOS MODULAR

RESUMO

O presente trabalho tem como propósito desenvolver o projeto de uma bomba multiestágio modular de três estágios idênticos, que possa operar com um, dois ou três estágios independentes, empregando o conhecimento obtido na literatura, com o objetivo de que possa ser possível utilizar, futuramente, essa bomba como bancada de didática em disciplinas e em pesquisas na área de mecânica dos fluídos. Neste trabalho é apresentada uma revisão bibliográfica, seguida de uma fundamentação teórica sobre o funcionamento de uma bomba centrífuga, tipos de máquinas hidráulicas e suas peculiaridades, em sequência, é tratado do desenvolvimento do projeto e as razões que culminaram na escolha da metodologia apresentada. Ao final do trabalho, é exposto o detalhamento dos componentes da bomba e sua apresentação em diferentes configurações propostas pelo autor. Melhorias podem ser incorporadas ao projeto, como o desenvolvimento de uma gama de rotores com características distintas para serem testados, assim como a operação com mais estágios a fim de verificar como se dá o ganho de energia com o incremento na quantidade de estágios.

Palavras-chave: *Turbomáquinas, Bomba Centrífuga; Bancada Didática.*

PROJECT OF A TEACHING BENCH FOR A MODULAR THREE-STAGE CENTRIFUGAL PUMP

ABSTRACT

The purpose of this work is to develop the design of a modular multistage pump with three identical stages, which can operate with one, two or three independent stages, using the knowledge obtained in the literature, with the aim of making it possible to use, in the future, -rarely, this pump as a didactic bench in disciplines and research in the field of fluid mechanics. In this work a bibliographic review is presented, followed by a theoretical foundation on the operation of a centrifugal pump, types of hydraulic machines and their peculiarities, in sequence, the development of the project is treated and the reasons that culminated in the choice of the presented methodology. At the end of the work, the details of the pump components and their presentation in different configurations proposed by the author are exposed. Improvements can be incorporated into the project, such as the development of a range of rotors with different characteristics to be tested, as well as the operation with more stages in order to verify how the energy gain occurs with the increase in the number of stages.

Key-words: *Turbomáquinas, Turbomachines, Centrifugal Pump, Teaching Bench.*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Classificação de bombas.	20
Figura 2. Vista em corte de uma bomba centrífuga.....	21
Figura 3. Bomba centrífuga multiestágio.	21
Figura 4. Tipos de Impelidores.....	22
Figura 5. Bomba axial, radial e de fluxo misto.	23
Figura 6. Diagramas de velocidade.	27
Figura 7. Pás ativas e inativas.....	28
Figura 8. Valores para o ângulo β_2	31
Figura 9. Curvas teóricas para diferentes valores de β_2	31
Figura 10. Curvas de potência por vazão.	32
Figura 11. Tipos de bomba.	34
Figura 12. Descargas consideradas no interior da bomba.	35
Figura 13. Condições de escoamento à entrada do rotor.....	37
Figura 14. Pás de três tipos de bomba.	39
Figura 15. Diagrama das velocidades à entrada.	41
Figura 16. Constantes da velocidade k_u e da descargak _{u2} em função de Ns	43
Figura 17. Influência da espessura das pás à entrada do rotor causando obstrução.....	44
Figura 18. Determinação do fator K em função da velocidade específica pelo método de Stepanoff (1957).....	49
Figura 19. Traçado gráfico da voluta.....	49
Figura 20. Impelidor e o traçado de suas pás.....	51
Figura 21. Traçado da curva da pá por dois arcos de circunferência.....	52
Figura 22. Impelidor, medidas em milímetros.....	57
Figura 23. Coletor em vista isométrica, corte, corte e interface de coletor com voluta.....	58
Figura 24. Voluta intermediária, e combinada, em vista isométrica e em corte.	59
Figura 25. Voluta com caracol e tampa.....	60
Figura 26. Voluta do estágio intermediário.....	61
Figura 27. Bomba completa.	62
Figura 28. Bomba completa em vista explodida.....	62

Figura 29. Bomba configurada com um estágio, montagem e vista explodida.....	63
Figura 30. Bomba configurada com dois estágios, montagem e vista explodida	64
Figura 31. Configuração três módulos.....	65
Figura 32. Motor elétrico WEG W22 - 12,5CV.....	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Rendimento hidráulico.	36
Tabela 2. Fator de velocidade pela rotação específica	38
Tabela 3. Valores de d_{m1}	39
Tabela 4. k_{vm1} para diferentes N_s	40
Tabela 5. Número de pás pelo critério de Carlo Malasavi (19—).....	42
Tabela 6. Número de pás pelo critério de Carlo Malasavi (19—).....	43
Tabela 7. k_{u2} em função de N_s	45
Tabela 8. k_{vm2} em função de N_s	46
Tabela 9. Valores de ψ	46
Tabela 10. Dados do projeto.....	51
Tabela 11. Principais valores calculados	53
Tabela 12. Tabela com os diâmetros das seções transversais do caracol da voluta.	54
Tabela 13. Dados do projeto para um estágio	55
Tabela 14. Dados do projeto para dois estágios	56
Tabela 15. Dados do projeto para três estágios	56
Tabela 16. Medidas do impelidor	57
Tabela 17. Diâmetros da geometria da voluta em virtude do ângulo	61
Tabela 18. Especificações WEG W22 12,5CV	66

LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS

CAD	<i>Computer-aided-designer</i>
UFPA	Universidade Federal do Pará
FEM	Faculdade de Engenharia Mecânica
CAMTUC	Campus universitário de Tucuruí

LISTA DE SÍMBOLOS

η	Rendimento
V	Velocidade Absoluta
U	Velocidade Circunferencial
W	Velocidade Relativa
\vec{U}	Velocidade tangencial da pá
\vec{V}	Velocidade Relativa entre fluido e pá
\vec{W}	Projeções meridianas
\vec{V}_m	Projeção periférica de V
\vec{W}_m	Projeção periférica de U
α	Ângulo formado entre o vetor V e U
β	ângulo de inclinação da pá
m	Massa
T	Torque
E	Taxa de transferência
Pot	Potência
ρ	Densidade
Q	Vazão
g	Gravidade
Ns	Velocidade específica
Ns'	Velocidade específica segundo Cheysson
Nq	Velocidade específica segundo Macintyre
i	Número de estágios
Q'	Correção de descarga/vazão
q _e	Perdas volumétricas exteriores
q _i	Perdas volumétricas interiores
ϵ	Rendimento hidráulico
He	Energia teórica cedida pelo rotor ao líquido
N	Potência Motriz
d_e	Diâmetro do eixo do rotor
σ	Torção

$\sigma_{admissível}$	Torção admissível
d_n	Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo
v'_1	Velocidade média na boca de entrada do rotor
k_{v1}	Fator de velocidade
d'_1	Diâmetro da boca de entrada do rotor
d_{m1}	Diâmetro médio da superfície de revolução gerada pela rotação do bordo de entrada das pás
v_{m1}	Velocidade Radial de entrada no impelidor
u_1	Velocidade periférica no bordo de entrada
b_1	Largura do bordo de entrada da pá
β_1	Ângulo no bordo de entrada da pá
β_2	Ângulo no bordo de saída da pá
Z	Número de pás
P_o/γ	Energia potencial de pressão
h_a	Altura de aspiração
v_1	Obstrução devido à espessura das pás à entrada
S_1	Espessura das pás
t_1	Passo entre pás
d_2	Diâmetro externo
u_2	Velocidade periférica externa
v_{m2}	Velocidade meridiana à saída
He'	Altura manométrica corrigida
b_2	Largura das pás à saída do rotor
v_{vol}	Velocidade na voluta
b_3	Largura da voluta na entrada
d_v	Diâmetro da ponta da cauda
d_i	Diâmetro das seções transversais do caracol
d_f	Diâmetro da boca de recalque

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 OBJETIVOS.....	18
1.1.1 Objetivo principal.....	18
1.1.2 Objetivos específicos.....	19
1.2 ESTRUTURAÇÃO	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1 TURBOBOMBAS.....	22
2.1.1 Classificação pela trajetória do líquido	23
2.1.2 Classificação pelo número de estágios	23
2.2 BANCADAS DIDÁTICAS.....	24
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	26
3.1 DIAGRAMA DAS VELOCIDADES	26
3.2 PÁS ATIVAS E INATIVAS	28
3.3 TEORIA DO IMPELIDOR	29
3.4 CURVAS CARACTERÍSTICAS	30
3.4.1 Curvas Teóricas de Funcionamento	30
3.4.2 Curvas Reais de Funcionamento.....	32
3.5 PROJETO DO IMPELIDOR	33
3.5.1 Velocidade específica (N_s).....	33
3.5.2 Tipo de turbobomba.....	34
3.5.3 Número de estágios (i)	34
3.5.4 Correção da descarga (Q').....	35
3.5.5 Rendimento hidráulico (ϵ)	36
3.5.6 Energia teórica cedida pelo rotor ao líquido (H_e)	36
3.5.7 Potência motriz (N).....	36
3.5.8 Dimensionamento do rotor e do impelidor.....	37

3.5.8.1 Diâmetro do eixo do rotor (d_e).....	37
3.5.8.2 Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (d_n).....	38
3.5.8.3 Velocidade média na boca de entrada do rotor (v'_1).....	38
3.5.8.4 Diâmetro da boca de entrada do rotor (d'_1).....	39
3.5.8.5 Diâmetro médio (d_{m1}) da superfície de revolução gerada pela rotação do bordo de entrada das pás.....	39
3.5.8.6 Velocidade Radial de entrada no impelidor (v_{m1}).....	40
3.5.8.7 Velocidade periférica no bordo de entrada (u_1).....	40
3.5.8.8 Largura do bordo de entrada da pá (b_1).....	41
3.5.8.9 Diagrama das velocidades à entrada.....	41
3.5.8.10 Número de Pás (Z).....	41
3.5.8.11 Obstrução devido à espessura das pás à entrada (v_1).....	44
3.5.8.12 Cálculo do diâmetro externo (d_2) e velocidade periférica externa (u_2).....	45
3.5.8.13 Cálculo da velocidade meridiana à saída (v_{m2}).....	45
3.5.8.14 Energia a ser cedida pelas pás, considerando o desvio angular dos filetes à saída do rotor.....	46
3.5.8.15 Encontrando o valor de β_2	47
3.5.8.16 Cálculo da largura das pás à saída do rotor (b_2).....	47
3.6 PROJETO DA VOLUTA.....	48
4 PROJETO DA BANCADA DA BOMBA MULTIESTÁGIO.....	51
4.1 TRAÇADO DAS PÁS E DA VOLUTA.....	51
4.1.1 Traçado das pás por dois arcos de circunferência.....	52
4.2 DESENHO DA VOLUTA.....	54
5 DETALHAMENTO.....	55
5.1 CONFIGURAÇÕES DA BANCADA DIDÁTICA.....	55
5.1.1 Configuração da bancada para um módulo.....	55
5.1.2 Configuração da bancada para dois módulos.....	55

5.1.3 Configuração da bancada para três módulos	56
5.2 DETALHAMENTO GEOMÉTRICO (CAD 3D).....	56
5.2.1 Elemento rotor	56
5.2.2 Desenho da voluta.....	57
5.2.2.1 <i>Voluta do estágio intermediário.....</i>	<i>60</i>
5.3 CONFIGURAÇÕES DE MONTAGEM DA BANCADA	62
5.3.1 Bancada completa.....	62
5.3.2 Configuração para um único módulo.....	63
5.3.3 Configuração dois módulos	64
5.3.4 Configuração três módulos	65
5.4 MOTOR ELÉTRICO	66
5.5 OUTRAS POSSIBILIDADES DE CONFIGURAÇÕES QUE PODEM SER REALIZADAS FUTURAMENTE.	66
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	67
REFERÊNCIAS	68
APÊNDICE A – Memorial de Cálculo	72
APÊNDICE B – Desenhos Técnicos dos elementos que compõem a bomba.....	90

1 INTRODUÇÃO

A necessidade de cultivar e ter alimentos para subsistência foi o principal motivo para que o ser humano desenvolvesse sistemas de bombeamento (AQUINO, 2013). Segundo Macintyre (2014), bombas hidráulicas são utilizadas em todos os ramos da sociedade, possuindo grande importância nos setores industriais, assim como também estão ligadas a melhorias de condições de saúde e conforto, desenvolvimento da ciência e tecnologia.

De acordo com Cruz (2021) bombas são equipamentos que através dos impulsores, transferem energia para o fluido para que o mesmo continue o escoamento através de um conduto definido, por esse motivo são amplamente utilizadas nas indústrias e estabelecimentos comerciais e residenciais. A vasta aplicação desse tipo de máquina possibilita que esse tipo de equipamento apresente características bastante diversificadas para atender cada necessidade, para isso é possível encontrar vários modelos de bombas comerciais.

Segundo Silva (2022), dos vários tipos e modelos de bombas já desenvolvidos, há quatro tipos que marcam a evolução: bombas de roda d'água, bombas espirais, bombas de embolo e bombas centrífugas. A máquina de interesse neste trabalho é a bomba centrífuga.

Cruz (2021) menciona que as bombas centrífugas são os tipos mais utilizadas, isso devido a sua capacidade de transporte de fluidos puros ou com resíduos, assim como pela capacidade de vazão alta e também pela pressão elevada. Uma forma comum de aumentar a vazão ou a energia de carga é realizar associação de bombas em série ou em paralelas, respectivamente. Entretanto, conforme Ângelo (2015), para aplicação que requerem maior carga de elevação existe o tipo de bombas multiestágio, que são maquinários com a capacidade de fornecer uma maior quantidade de energia para o fluido, isso ocorre devido os vários rotores nos quais o fluido percorre.

Por conta do seu tamanho mais compacto, se comparadas a associações de bombas, bombas multiestágio são amplamente aplicadas na indústria. Conforme Khaing (2019) o uso de bombas multiestágio acontece quando se busca fornecer uma alta pressão, algo comumente requerido nos setores das indústrias químicas e petroquímicas, dadas as necessidades de bombeamento de fluido à elevadas pressões e, ou, grandes distâncias.

Segundo Yun *et al* (2018) as bombas multiestágios são excelentes opções de bombeamento de água em tubulações prediais, para os andares mais elevados, já que as maiores alturas de elevação são alcançadas com bombas multiestágio.

De acordo com Khaing (2019) o uso de bombas multiestágio acontece quando se busca fornecer uma alta pressão, onde se opta por não utilizar bombas em série ou paralelo, em decorrência de impossibilidade de alocação física, custos e, ou, eficiência.

De acordo com Fraga e Victoria (2021), as diferentes configurações de projeto durante o desenvolvimento alteram o desempenho final do equipamento, por isso a construção de bancadas de protótipos é fundamental; com um menor custo, se comparadas ao modelo real, pode-se avaliar seu desempenho e empregar correções e melhorias.

Para Silva e Schneider (2013), o uso de bancada didáticas dentro do âmbito acadêmico é de suma importância, pois possibilita uma melhor aprendizagem os discentes, uma vez que os mesmos irão observar na prática os impactos causados quando se tem a mudança de algum elemento do equipamento.

Projetos de bancadas didáticas como o presente trabalho são fundamentais, pois as bancadas comerciais comumente encontradas para testes de bombas centrífugas são instalações de grande porte e extremamente custosas e com diversas limitações. Contudo, o material disponível na literatura nem sempre está na vanguarda do conhecimento desse tipo de equipamento, em virtude de grandes avanços serem advindos do âmbito industrial e por isso, demoram ou não são trazidos à público.

Vale ressaltar que no ambiente profissional, o engenheiro que não trabalhe especificamente no projeto de turbomáquinas, atuará selecionando bombas e afins de catálogos de fabricantes, ainda assim, se faz relevante conhecer como esse tipo de máquina é projetada.

Por isso, para que se possa estudar melhor o comportamento das bombas multiestágios, o presente trabalho consiste no projeto de uma bancada didática de menores dimensões, à um menor custo, para que sejam realizados diversos ensaios a fim de avaliar o desempenho da bomba.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo principal

Desenvolver o projeto de uma bancada didática de bomba centrífuga de três estágios modular multiversátil, capaz de operar com um, dois ou três estágios, que também possibilite a operação com diferentes tipos de impelidores e proporcionar diversas configurações de quantidade de estágios e tipos de impelidores a fim de verificar o ganho de energia da massa fluida.

1.1.2 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo principal tornou-se necessário os seguintes objetivos específicos:

- Projeto do impelidor, voluta e elementos geométricos que compõem o sistema;
- Desenvolver modelos tridimensionais do rotor e voluta, como também de elementos que compõem a interface dos estágios;
- Análise das características da bomba e sua compatibilidade com o implemento de multiestágio,
- Análise de perdas de eficiência e correções baseadas nos fatores de funcionamento reais;
- Observar o ganho de energia observado do fluido conforme a passagem a cada estágio para as diferentes configurações.

1.2 ESTRUTURAÇÃO

O presente trabalho está organizado em capítulos, sendo composto por um total de seis capítulos da seguinte forma:

O capítulo dois, responsável por trazer e esclarecer conceitos básicos referentes aos tipos de bombas e suas especificidades.

O capítulo três trata dos passos requeridos para se projetar impelidor e voluta de uma bomba centrífuga, expondo os passos matemáticos por trás de cada dimensão ou características da máquina em funcionamento.

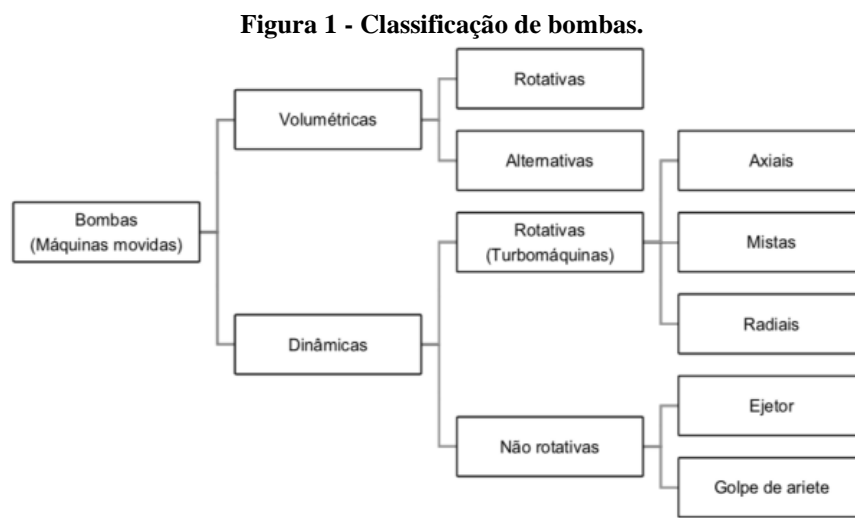
O capítulo quatro trata das aplicações do capítulo anterior ao projeto deste trabalho, isto é, expõe os resultados encontrados e discute as razões e decisões por trás dos valores encontrados para dimensionar a bancada.

Já o capítulo cinco aborda o detalhamento dos componentes desenhados, como o desenho individual de cada elemento, como também, da montagem final para cada configuração de estágios.

Por fim, o capítulo seis discute os resultados obtidos, decisões tomadas, conclusões e comentários do autor sobre o projeto final, assim como se propõe que se desenvolvam novos projetos baseados neste.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Furtado (2019) máquinas hidráulicas que possuem como objetivo fornecer energia à um fluido, não envolvendo compressibilidade ou efeitos térmicos, são denominadas como bombas e dada a existência de várias formas de se fornecer energia ao fluido, esse tipo de máquina é classificada conforme o modo como se dá a troca de energia. A Figura 1, apresenta um diagrama que exemplifica a classificação em dois grupos: volumétricas e dinâmicas.



Fonte: Araújo e Barbosa, 1997. (Adaptado)

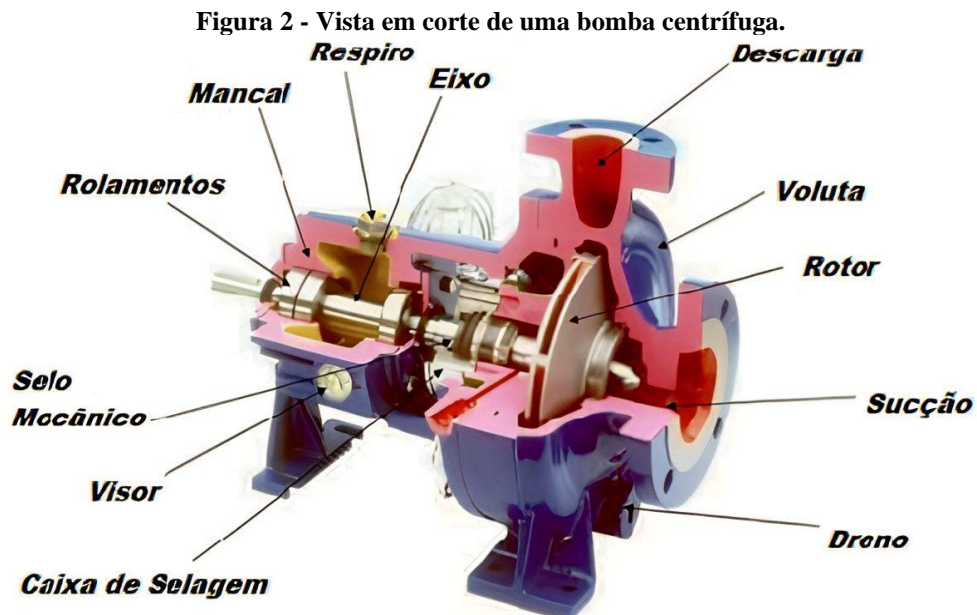
Conforme Furtado (2019), bombas volumétricas fornecem energia ao fluido através da variação de seu volume interno, em outras palavras, o funcionamento desse tipo de bomba está relacionado com o volume que o fluido ocupa no interior da máquina a cada ciclo.

Segundo Araújo e Barbosa (1997), bombas dinâmicas possuem a capacidade de imprimir uma aceleração cuja força resultante altera a energia cinética do fluido, porém, diferentemente das bombas volumétricas, essa aceleração não possui a mesma direção e sentido do movimento do fluido.

Furtado (2019), afirma que a classe de bombas dinâmicas rotativas é a mais importante, haja vista que, o escoamento gerado se dá de forma contínua, sendo radial, axial ou misto. Conforme Wang *et al* (2017) dentro dessa classe, as bombas centrífugas são amplamente utilizadas, desde aplicações residenciais até nos setores mais tecnológicos do ramo industrial, dada sua versatilidade.

De acordo com Fox (2012), bombas centrífugas são definidas como bombas rotativas radiais, sendo máquinas que fornecem energia para um fluido de modo contínuo. Estas por sua vez, são acionadas por uma força motriz externa, que transfere energia ao fluido através de um

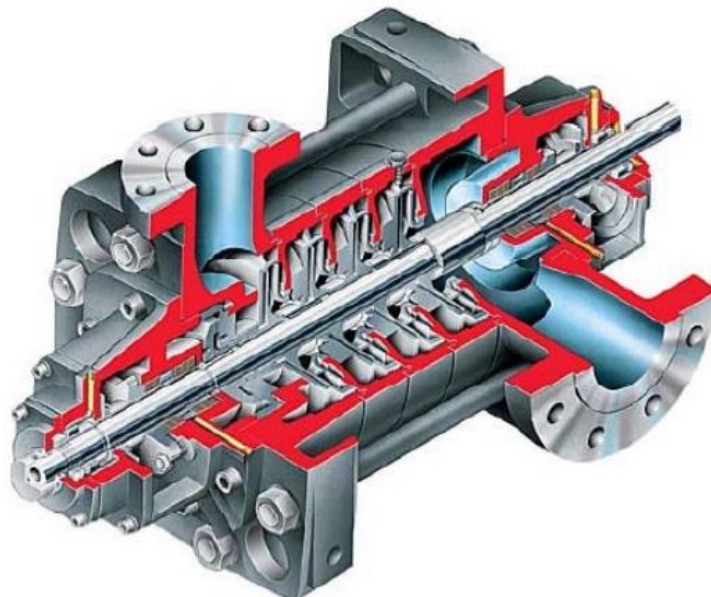
elemento rotor. A Figura 2 apresenta uma exemplificação de uma bomba centrífuga e seus principais componentes.



Fonte: Menin (2009).

Um tipo de implementação de bombas centrífugas na indústria são as bombas multiestágio. Segundo Khaing (2019), uma bomba centrífuga multiestágio consiste de dois, ou mais, impelidores idênticos, ou não, montados no mesmo eixo e confinados na mesma carcaça, sendo esses impelidores distribuídos em série a fim de prover uma descarga de fluido com aumento de pressão após cada impelidor. A Figura 3 exemplifica a estrutura de uma bomba multiestágio.

Figura 3 - Bomba centrífuga multiestágio.



Fonte: Khaing *et al* (2019).

Segundo Shamsudden (2014) bombas multiestágio são comumente utilizadas em indústrias químicas e petroquímicas, usualmente para aplicações que requeiram uma elevada altura de recalque, como em aquecedores e plantas de geração de energia. São capazes de lidar com fluidos de baixa viscosidade, voláteis e inflamáveis e podem operar em temperaturas de 120°C a 370°C. Afirma ainda que quando comparadas com bombas centrífugas de um estágio, a eficiência, confiabilidade e performance são substancialmente maiores.

Dada sua versatilidade advinda da grande gama de diferentes características de projeto, bombas multiestágio são amplamente utilizadas desde aplicações residenciais até na indústria química, petroquímica, alimentícia e outras áreas. Essa versatilidade se deve aos parâmetros iniciais estabelecidos para cada projeto de bomba.

2.1 TURBOBOMBAS

Segundo Macintyre (1997), turbobombas são definidas por possuírem um órgão rotatório com pás, chamado impelidor, que fornece forças ao líquido, que advém da aceleração que lhe é imprimida. Ao contrário das bombas de deslocamento positivo, essa aceleração não tem a mesma direção e sentido do movimento do fluido em contato com a superfície das pás. Além do impelidor, que é constituído por paredes laterais, palhetas e cubo, as turbobombas também possuem bocal de sucção, eixo bocal de descarga e difusor, ou voluta, este por sua vez, é responsável majoritariamente pela transformação da energia cinética em energia de pressão.

Segundo Ueta (2018) o impelidor pode ser aberto, semi-aberto ou fechado, como mostra a Figura 4. Essa configuração é escolhida de acordo com o fluido ao qual o impelidor estará sujeito. Impelidores abertos são indicados para fluidos mais viscosos e, ou, com muitas partículas em suspensão. Impelidores semi-abertos, são indicados para situações intermediárias, já os fechados são indicados para fluidos com baixa viscosidade e sem partículas em suspensão.

Figura 4 - Tipos de Impelidores.



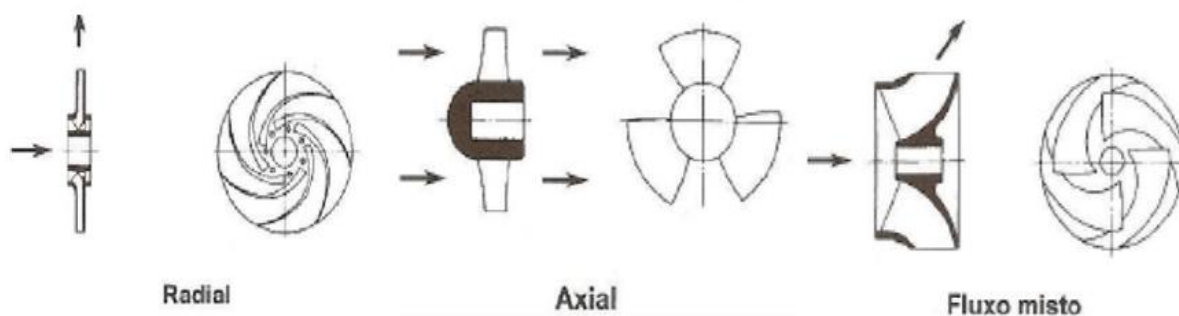
Fonte: Grisworld (2020).

2.1.1 Classificação pela trajetória do líquido

As turbobombas podem ainda ser classificadas de outras formas, sendo uma delas de acordo com a trajetória do líquido, assim: Bombas centrífugas puras, de fluxo misto e axiais. Segundo Macintyre (2014) nas bombas centrífugas, o líquido adentra o rotor paralelamente ao eixo, sendo dirigido pelas pás para a periferia, seguindo trajetórias contidas em planos normais ao eixo, ele também define as bombas axiais como aquelas onde toda a energia cinética é transmitida à massa líquida, puramente, por forças de arrasto, sendo a saída do líquido paralela ao eixo. Esse tipo de bomba é empregado quando se busca uma elevada vazão e as cargas que serão fornecidas ao fluido são pequenas.

Conforme Ueta (2018), bombas de fluxo misto fornecessem energia à massa líquida por ambos os métodos anteriores, ou seja, a energia é transmitida por força centrífuga e por forças de arrasto. A Figura 5 exemplifica estas definições.

Figura 5 - Bomba axial, radial e de fluxo misto.



Fonte: Castro (2014).

2.1.2 Classificação pelo número de estágios

As bombas ainda podem ser classificadas pelo número de rotores que possuem, ou, em outras palavras, pelo número de estágios. Segundo Macintyre (2014) seria possível projetar uma bomba de somente um estágio para quaisquer especificações de vazão ou pressão, contudo, em razão de super dimensionamento, custos e baixa eficiência., são empregas bombas multiestágio.

Conforme Rakibuzzaman *et al* (2014), bombas multiestágio são empregadas quando se requerem uma elevada altura de recalque, seja em instalações prediais, como também em plantas químicas, por conta da confiabilidade do sistema.

2.2 BANCADAS DIDÁTICAS

Pekelman e Mello (2004) defendem a ideia de que engenheiros devem ser capazes de aplicar ciência e tecnologia, que aprendem durante o curso de formação, à prática nos desafios encontrados no mundo profissional assim que finalizarem a graduação. Para estes autores, para que isso se torne possível, se faz necessário que as instituições de ensino proporcionem aos acadêmicos oportunidades de interagir, na prática, com os conteúdos que estão sendo ministrados em sala de aula.

Segundo Gouvea (2004), o planejamento de uma prática de ensino deve buscar a aprendizagem expressiva dos conteúdos teóricos e experimentais do aluno.

Conforme Pekelman e Mello (2004), os laboratórios das faculdades proporcionam, aos alunos, uma aproximação da ciência e tecnologia às ferramentas do engenheiro, para que este possa vir a desenvolver habilidades que atendam às necessidades humanas. Outro ponto é que esses laboratórios também podem servir como ferramental para o treinamento e desenvolvimento da criatividade dos estudantes, possibilitando a estes desenvolver uma gama de aplicações com esses ferramentais e possibilitar os frutos desse aprendizado para o mundo real.

De acordo com Jesus e Cavalcanti (2011), na busca pela aplicação de conceitos, validação de modelos teóricos e refinamento de projetos, o uso de bancadas experimentais que simulam sistemas reais, revela-se como uma alternativa largamente difundida em universidades, como também, em centros de pesquisa por todo o mundo.

Segundo Lima (2014), bancadas experimentais desempenham outra finalidade importante dentro do mundo acadêmico. O uso destas como ferramentas didáticas fornecem ao discente uma oportunidade de perceber como se dão determinados efeitos apresentados na literatura teórica, assim como, permitem a aplicação de conceitos teóricos em atividades práticas de modo relacionado.

Amorim (2005) afirma que bancadas didáticas são equipamentos fundamentais em atividades de ensino em todos os campos de engenharia, onde ocupam um cargo imprescindível na formação acadêmica, tornando possível ainda a preparação do estudante para situações que serão encontradas ao longo de sua carreira.

Posto isto, pode-se denotar acerca da importância da implementação desse tipo de bancada didática no ambiente acadêmico. Na literatura, encontram-se trabalhos relevantes que tratam desse tipo de projeto na área de estudo desse presente trabalho.

Silva e Schneider (2013) desenvolveram um projeto de bancada didática para ensaio de bombas centrífugas, objetivando proporcionar uma ferramenta de testes de rotores centrífugos que permitissem ensaios confiáveis, ao passo que mantivesse um custo reduzido.

Paternost (2013) construiu uma bancada de uma bomba centrífuga, que permitia a aferição de desempenho com água e fluidos viscosos, assim como, os efeitos de fração de vazio, a fim de realizar um estudo experimental sobre o desempenho de uma bomba centrífuga com combinação dos fenômenos de viscosidade elevada e presença de gás.

Ueta (2018) propôs o estudo para o desenvolvimento de um projeto de impelidor e voluta para uma bomba centrífuga, focando na projeção das dimensões e formas do impelidor e voluta, baseado nos conteúdos disponíveis na literatura, ao final comparando o modelo projetado com um modelo comercial.

Fraga e Victoria (2021) elaboraram uma bancada de testes de bombas centrífugas que visava a obtenção das curvas características de uma bomba centrífuga e uma posterior análise de algumas das principais curvas características, como a curva da altura manométrica, rendimento, potência absorvida, todas estas em função da vazão, e discute os resultados obtidos através da bancada como ferramenta de pesquisa, comparando os resultados obtidos com os valores fornecidos pelo fabricante.

Em seu trabalho, Silva (2022) projetou uma bancada a fim de levantar e obter os dados referentes às curvas características de uma bomba submersa, como a curva de altura manométrica, rendimento, ambas em função da vazão, com posterior comparação com os dados fornecidos pelo fabricante e trazendo ao diálogo a importância de bancadas dentro do ambiente acadêmico.

Silva e Schneider (2013) afirmam que transformações tecnológicas requerem, do ambiente acadêmico, adequação e evolução constante dos métodos de ensino e, por isso, a implementação de uma sólida base teórica, acompanhada de atuação prática por meio de experimentos realizados sobre bancadas em laboratório tem sido apresentada como solução para possibilitar, ao aluno, a aplicação prática da teoria vista em sala de aula.

A bibliografia citada, mostra um grande avanço no estudo de bombas centrífugas, nos últimos anos, e corrobora a implementação de bancadas para a realização de estudos, como também sua implementação como complemento e extensão dos estudos em sala de aula.

Bancadas comerciais para testes de bombas centrífugas são conjuntos de grande porte e de elevado custo. A fim de proporcionar uma solução à essa questão, se pode projetar pequenas bancadas de testes que possibilitem o estudo e ensaios mínimos desse tipo de máquina.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

No presente capítulo, será analisada a origem das Curvas Características de uma bomba centrífuga. Utilizando-se de equações básicas da mecânica dos fluidos para uma situação ideal, encontram-se as Curvas Características Ideias, com uma análise adequada das perdas, obtêm-se as curvas reais.

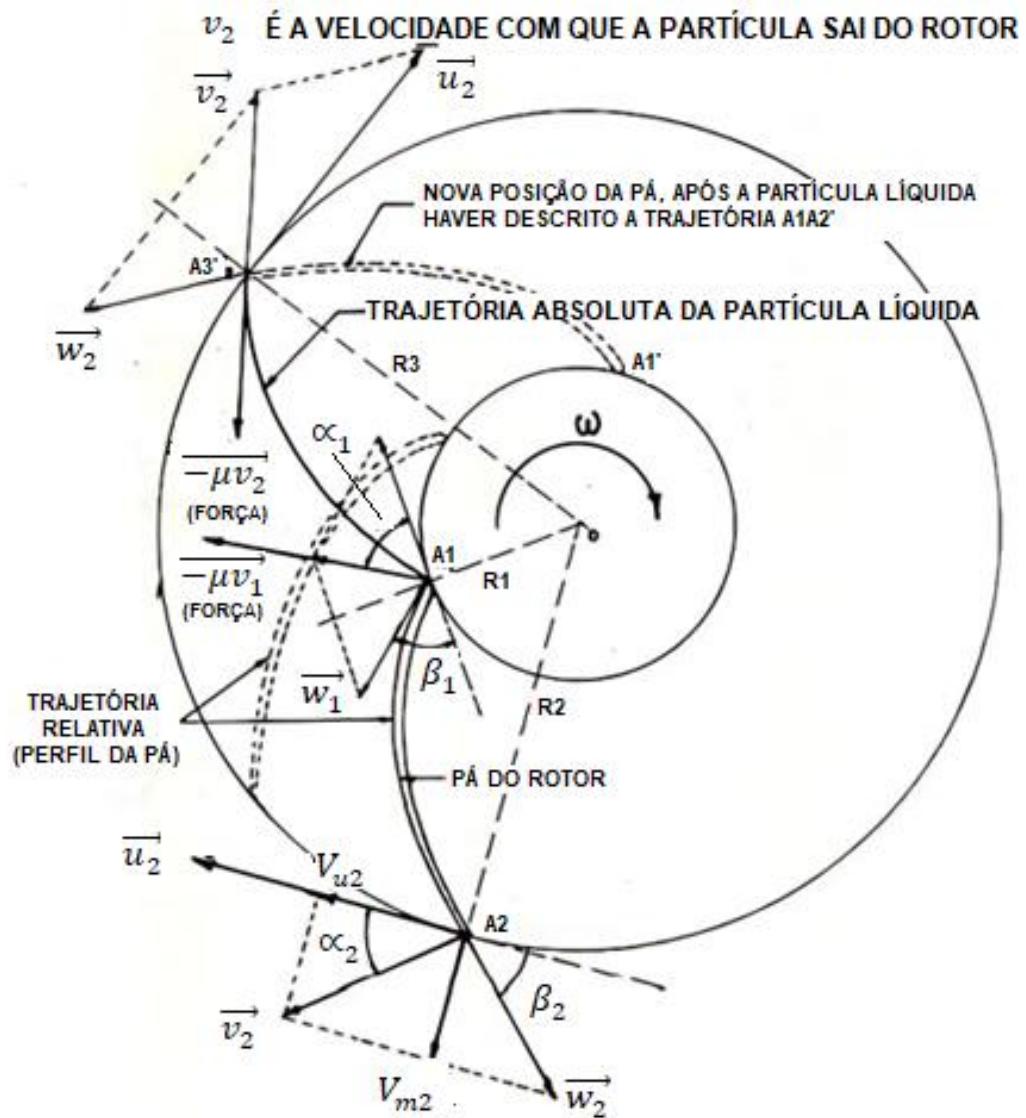
De acordo com Santos (2001) as Curvas características das bombas centrífugas relacionam a vazão recalçada com a altura manométrica alcançada (H), com a potência absorvida (P) e com o rendimento (η), por isso, as curvas características representam as condições hidráulicas operacionais da bomba em funcionamento em determinada rotação.

3.1 DIAGRAMA DAS VELOCIDADES

Para que se possa encontrar a Curva Característica de uma bomba e os parâmetros de operação e geométricos que a alteram, é preciso que se compreenda os diagramas de velocidade na entrada e saída do impelidor. As curvas características de uma bomba centrífuga podem ser encontradas seguindo os procedimentos a seguir.

Fazendo uso de equações básicas da mecânica dos fluidos em uma situação ideal, se encontram as curvas ideais. Após uma análise apropriada, encontram-se as curvas reais. Posto isso, se faz necessário estabelecer o significado de cada uma das velocidades dos diagramas, sendo: \vec{U} : velocidade tangencial da pá ($U = w.r$); \vec{V} : Velocidade Relativa entre o fluido e a pá do impelidor; \vec{W} : Projeções meridianas de V e W; \vec{V}_m e \vec{W}_m : Projeções periféricas de V e W, projeções sobre a direção U; α : Ângulo formado pelo vetor velocidade absoluta V com o vetor velocidade circunferencial U; e β : Ângulo formado pela direção do vetor velocidade relativa W, com o prolongamento, em sentido oposto, do vetor U (chamado de ângulo de inclinação da pá). Na Figura 6, é possível observar os diagramas de velocidade à entrada e à saída, de uma partícula percorrendo o trajeto da pá, do ponto A1 e A2'. A trajetória descreve o trajeto absoluto da partícula líquida dentro do impelidor.

Figura 6 - Diagramas de velocidade.



Fonte: Macintyre, 2014. (Adaptado)

Da figura acima, pode-se escrever:

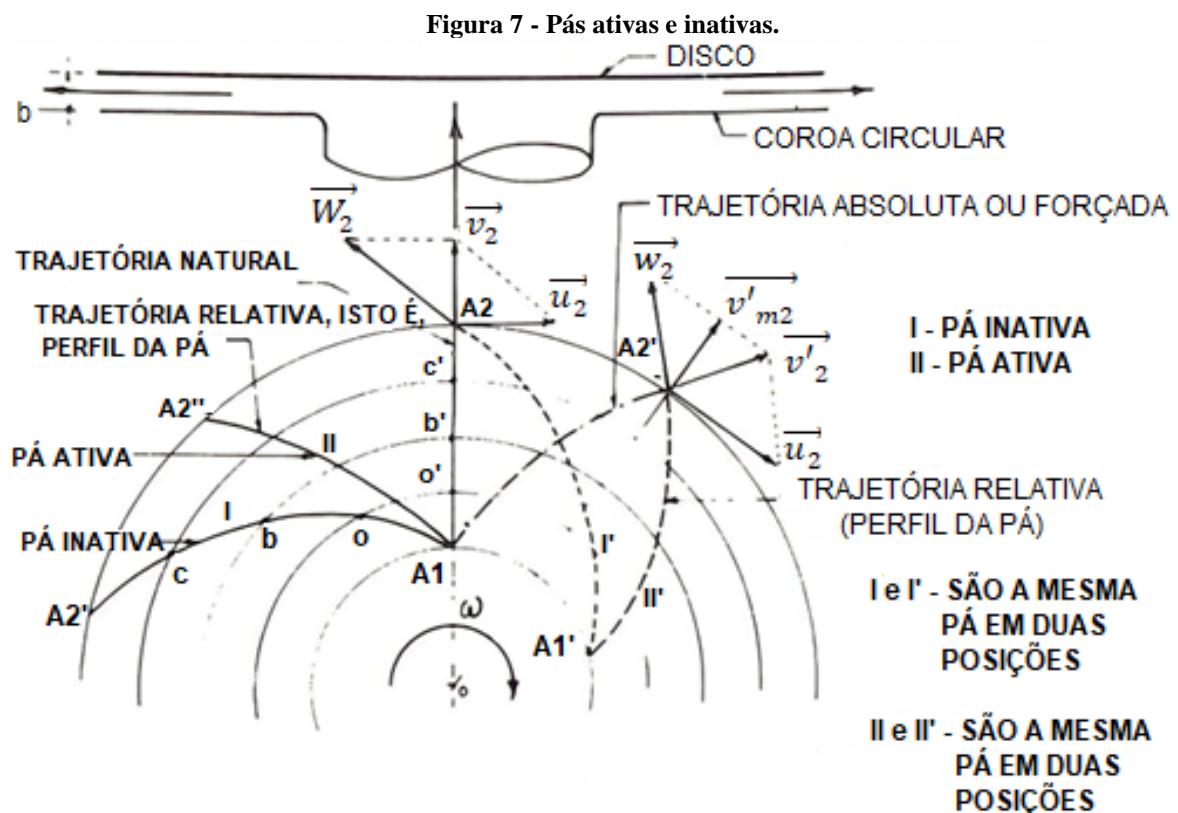
$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{v_m}{v_u} \quad (1)$$

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{w_m}{w_u} = \frac{v_m}{w_u} = \frac{v_m}{u - v_u} \quad (2)$$

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u} \quad (3)$$

3.2 PÁS ATIVAS E INATIVAS

Inicialmente, imaginemos um rotor, formado por um disco e uma coroa, paralelos e concêntricos, não dotados de pás. Onde o rotor está em movimento, não considerando forças de atrito entre o líquido e o rotor, o fluido adentra o rotor e escoava livremente pelo centro e sai pela periferia com direção radial. Sua trajetória absoluta pode ser descrita como uma linha radial $A1A2$, como apresentado na Figura 7, com uma velocidade radial decrescente de $A1$ para $A2$, por conta do aumento da área por onde o fluido escoava.



Fonte: Macintyre, 2014. (Adaptado)

Dado que o rotor está rotacionando com velocidade constante, a partícula infinitesimal do fluido tem, em relação ao impelidor, uma trajetória relativa $A1A2'$, que depende da velocidade angular do impelidor e velocidade radial do líquido.

Imaginemos agora um rotor com pás que possuam o mesmo perfil da trajetória relativa $A1A2'$, essas pás não interferirão no escoamento, que continuará como se elas não existissem. Ao sair do rotor, o fluido terá uma velocidade relativa w_2 , tangente à pá, que se somada vetorialmente com a velocidade circunferencial do rotor, resultará na velocidade absoluta v_2 na direção radial.

Supondo que essas pás de perfil A1A2' sejam substituídas por infinitas pás de perfil A1A2'' de espessura desprezível. A trajetória relativa deve se conformar com o perfil novo das pás, coincidindo com o perfil A1A2'', e conseqüentemente se estabelecendo à uma trajetória absoluta A1A2'' não mais radial. As pás imprimem uma aceleração às partículas, decorrente do movimento de arrasto, forçando a mudança de direção das mesmas.

3.3 TEORIA DO IMPELIDOR

Inicialmente, para prosseguir com o estudo da energia fornecida ao líquido pela bomba a fim de encontrar as curvas características, se faz necessário adotar hipóteses de vazão mássica constante, isto é, regime permanente, e que há uniformidade de velocidades nas zonas de entrada e saída do impelidor, o que significa que não há vazamentos. As eq. (4) e (5) reiteram força e torque como uma variação no movimento e variação do movimento em função do raio.

$$F = \Delta(mV) \quad (4)$$

$$T = F * r = \Delta(mVr) \quad (5)$$

É importante observar que a componente da força que exerce influência no torque é a componente perpendicular, e que a componente da velocidade que é responsável por essa componente da força é sempre a velocidade circunferencial (V_u). Considerando a massa (m) como constante, obtém-se a Eq. (6).

$$T = \dot{m}(V_{u2}r_2 - V_{u1}r_1) \quad (6)$$

A Eq. (7) apresenta a taxa de transferência de energia é igual ao torque vezes a rotação:

$$E = T\omega \quad (7)$$

$$E = \dot{m}(V_{u2}r_2 - V_{u1}r_1)\omega \quad (8)$$

Substituindo a velocidade angular pela velocidade tangencial, obtém-se a Eq. (9).

$$E = \dot{m}(V_{u2}U_2 - V_{u1}U_1) \quad (9)$$

Dividindo a eq. (9) pela vazão mássica, obtém-se a Eq. (10), carga da bomba (H).

$$H = (V_{u2}U_2 - V_{u1}U_1) \quad (10)$$

Como a carga de uma bomba, geralmente, é expressa no sistema técnico, a constante g (gravidade) deve ser inserida no denominador das equações (7) e (10), dessa forma:

$$H = \frac{(V_{u2}U_2 - V_{u1}U_1)}{g} \quad (11)$$

3.4 CURVAS CARACTERÍSTICAS

3.4.1 Curvas Teóricas de Funcionamento

A curva teórica da carga da bomba (H) em função da descarga pode ser encontrada utilizando a eq. (10), desde que as seguintes considerações sejam feitas: o atrito na entrada da bomba entre o fluido e o núcleo de fixação do impelidor é desprezível, assim, $V_1 = V_{m1}$; não há componente circunferencial; o número de pás é infinito, isto é, os filetes do fluido escoam perfeitamente rente à pá.

Considerando o triângulo de velocidades presente na Figura 6, tem-se:

$$V_{u2} = U_2 - V_{m2} \cot g(\beta) \quad (12)$$

Substituindo (11) em (10) e considerando $V_{u1} = 0$:

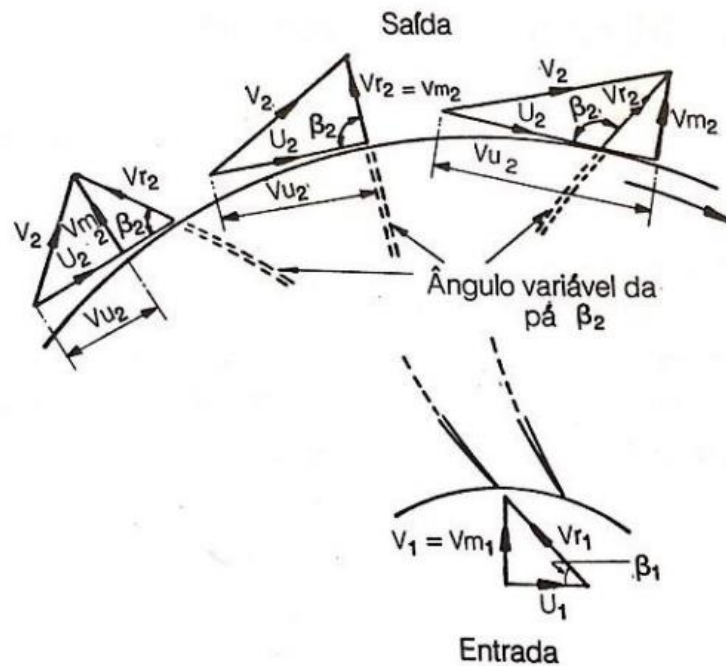
$$H = \frac{U_2}{g} - \frac{(U_2 V_{m2} \cot g(\beta_2))}{g} \quad (13)$$

Sendo a vazão volumétrica da bomba (Q) igual a velocidade radial (V_{m2}) vezes a área da saída do impelidor (S_2):

$$H = \frac{U_2}{g} - \frac{(U_2 Q \cot g(\beta_2))}{g S_2} \quad (14)$$

Conforme análise da eq. (14), pode-se observar três situações distintas para o projeto do impelidor, exemplificados na Figura 8:

Figura 8 - Valores para o ângulo β_2 .



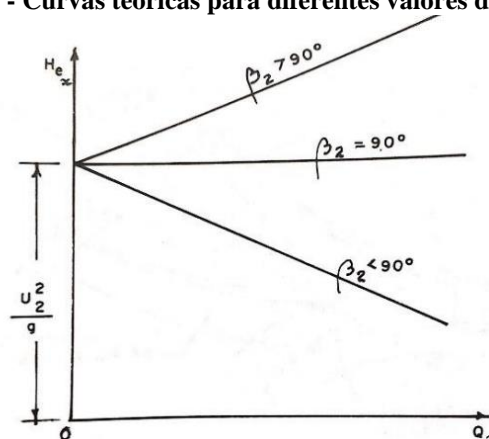
Fonte: Macintyre (2014).

Como ilustrado na figura anterior, os cenários para impelidor de acordo com o ângulo β_2 , são:

- $\beta_2 > 90^\circ$, Pás para frente;
- $\beta_2 = 90^\circ$, Pás retas;
- $\beta_2 < 90^\circ$, Pás para trás.

O comportamento das curvas teóricas para as dadas condições de β_2 são exemplificadas na Figura 9.

Figura 9 - Curvas teóricas para diferentes valores de β_2 .



Fonte: Falco e Mattos (1998).

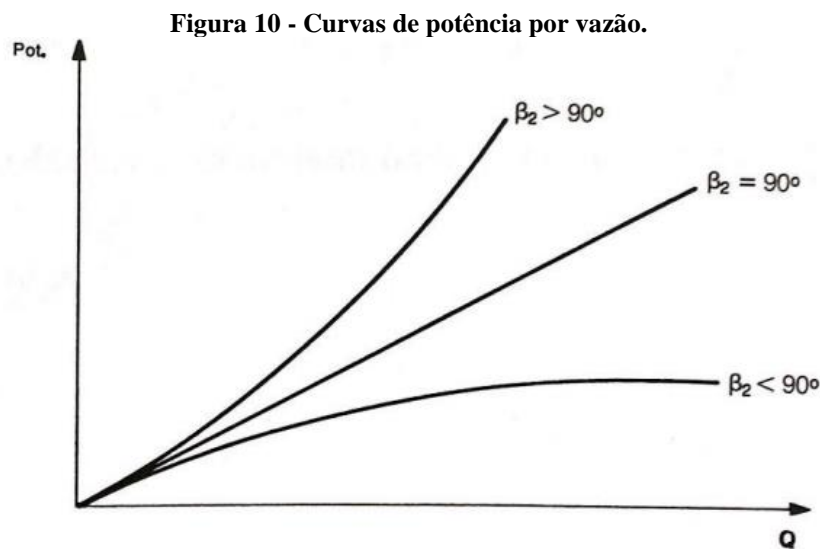
Já a curva de potência requerida pela vazão volumétrica é obtida pela eq. (15).

$$Pot = \dot{m}H = \rho QH \quad (15)$$

Substituindo (14) em (15), tem-se:

$$Pot = \rho \frac{U_2^2}{g} Q - \rho \frac{U_2 \cotg(\beta_2) Q^2}{g S_2} \quad (16)$$

O gráfico com as curvas para os três valores de β_2 pode ser encontrado na Figura 10.



Fonte: Falco e Mattos (1998).

3.4.2 Curvas Reais de Funcionamento

Num projeto real, deve-se considerar as perdas decorrentes de pequenas alterações vindas da situação real onde a máquina operará. As curvas reais de funcionamento são encontradas através das curvas teóricas acrescidas de considerações das perdas presentes no sistema.

É evidente a existência de perdas decorrentes do atrito e da turbulência no impelidor, choques à entrada do rotor e difusor. Outro ponto é que o modelo real possui uma quantidade finita de pás, o que faz com que o valor efetivo do ângulo β_2 seja menor que o ideal em decorrência de um escorregamento do fluido em contato com a superfície da pá.

Além disso, além das citadas perdas na operação da bomba, existem também perdas volumétricas, decorrentes da recirculação do fluido dentro do equipamento, perdas mecânicas em decorrência do atrito entre componentes e falhas de vedação.

Todos esses fatores contribuem para que as curvas de carga por vazão e potência absorvida por vazão, sejam sensivelmente menores que as curvas teóricas.

3.5 PROJETO DO IMPELIDOR

3.5.1 Velocidade específica (Ns)

A velocidade específica é um parâmetro único de uma bomba, é utilizada para encontrar a semelhança geométrica de bombas, classificar rotores conforme seus tipos de turbobombas e proporções. Segundo Falco e Mattos (1998), o valor de Ns é obtido via conceito de análise adimensional e similaridade, envolvendo três parâmetros característicos, a vazão (Q), Altura de elevação (H) e rotação (N), existindo três principais grupos adimensionais nas máquinas hidráulicas:

$$\pi_1 = \frac{Q}{ND^3} \quad (17)$$

$$\pi_2 = \frac{gH}{N^2D^2} \quad (18)$$

$$\pi_3 = \frac{g\rho}{\mu D} \quad (19)$$

Ao se combinar as equações (17) e (18), visando eliminar o diâmetro do rotor, tem-se Ns, na eq. (20), onde a rotação em rpm da bomba geometricamente semelhante à bomba considerada, capaz de elevar 1 m³/s à 1 metro de altura na eq. (21).

$$Ns = \pi_1^{1/2} * \pi_2^{-3/4} \quad (20)$$

$$Ns = \frac{N\sqrt{Q}}{H^4} \quad (21)$$

Contudo, para Cheysson (1975), na eq. (22) a velocidade específica pode ser dada como a elevação ou queda de 1 metro e a potência de 1 CV, assim:

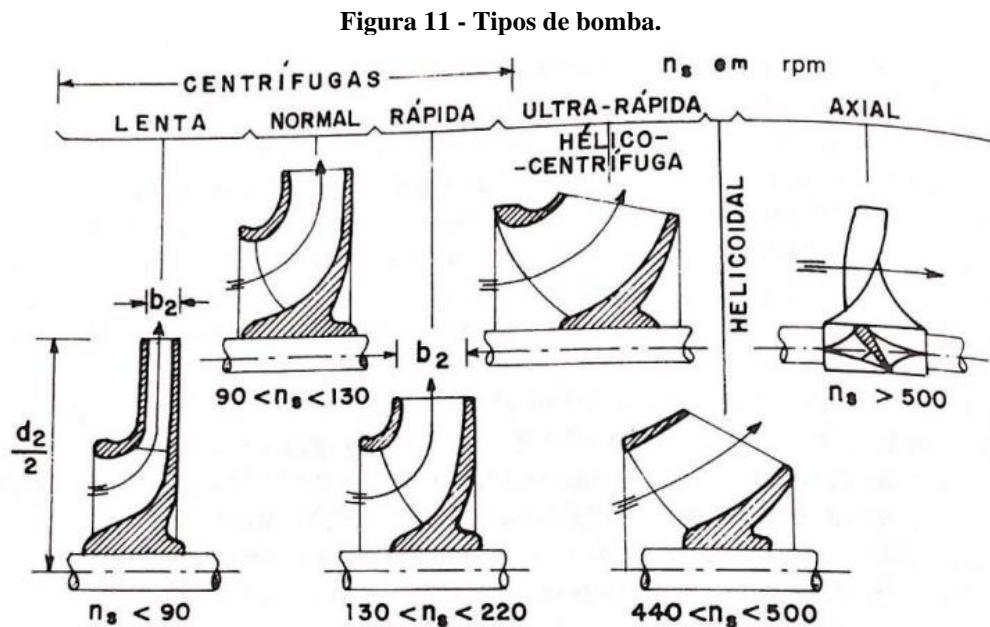
$$Ns' = 3,65Ns \quad (22)$$

3.5.2 Tipo de turbobomba

Diferentes valores da rotação específica, condizem com diferentes arranjos físicos dos componentes, medidas e especificações da bomba. É importante se obter inicialmente o valor de N_s para que se possa comparar aos modelos encontrados na bibliografia. Ressalta-se ainda que dada a gama de fabricantes e referências bibliográficas, o uso de siglas varia, Macintyre (2014) utiliza N_q para rotação específica e N_s para rotações por minuto.

Nesse trabalho, N_s será empregado para determinar a rotação específica, ora no sistema métrico, ora no sistema inglês, conforme necessidade.

Dessa forma, a Figura 11 exemplifica diferentes classificações e arranjos de acordo com os valores de N_s , segundo Macintyre (2014).



Fonte: Macintyre (2014)

3.5.3 Número de estágios (i)

Falco e Mattos (1998), recomendam utilizar um limite máximo de carga para bombas centrífugas de único estágio de 75 a 150 metros, já para Khaing (2019), o maior valor de eficiência é obtido em torno de 20 a 30 metros. Isso se deve a existência de diversos fabricantes e configurações. Um menor valor de carga resulta em uma menor perda de carga devido à eficiência volumétrica, perdas mecânicas, vazamentos, dentre outros. Ainda assim, é possível encontrar no mercado bombas mono-estágio com grandes alturas de elevação.

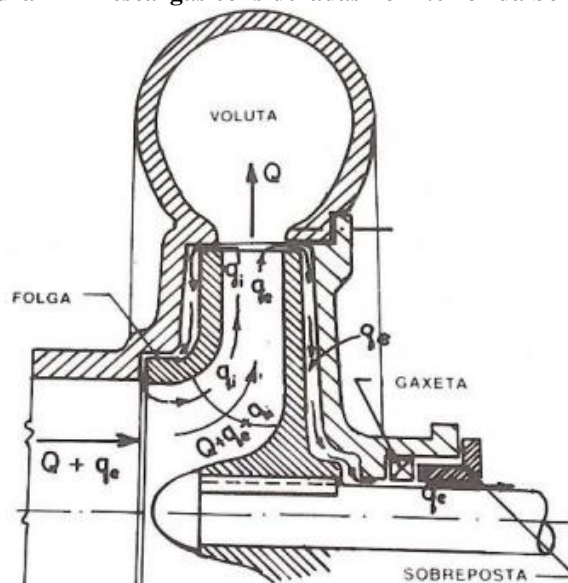
Por isso, o valor deve-se escolhido pelo projetista, baseado na bibliografia e aplicações. Para este trabalho, será adotado que a altura por estágio seja de 30 metros, baseando-se na referência mais atual.

3.5.4 Correção da descarga (Q')

A descarga executada pela bomba em funcionamento é menor que o volume que entra no sistema, isto se deve a existência de perdas volumétricas dos tipos: Perdas volumétricas exteriores (q_e) e interiores (q_i).

As perdas volumétricas exteriores se dão em função de folgas entre o eixo do impelidor e a caixa da bomba, tais perdas podem ser reduzidas com o uso de selos mecânicos ou gaxetas. Já as perdas internas são as significativas e ocorrem devido a recirculação de parte do fluido que deixa o impelidor e ruma em novamente à entrada, em razão de folgas e diferenciais de pressão, conforme exemplificado na Figura 12.

Figura 12 - Descargas consideradas no interior da bomba.



Fonte: Macintyre (2014)

Conforme Macintyre (2014), durante o projeto da bomba, tais perdas devem ser consideradas e que sejam encontrado um novo valor de vazão. Sendo:

- 3% para bombas de grandes descargas e baixas pressões;
- 5% para bombas de descargas e pressões médias;
- 10% para bombas de pequenas descargas e altas pressões.

Dessa forma, a equação adotada, em virtude do tipo de bombas, é a eq. (23):

$$Q' = Q + (0,05 * Q) \quad (23)$$

Onde Q é a vazão não corrigida e Q' a vazão corrigida considerando perdas de eficiências citadas acima.

3.5.5 Rendimento hidráulico (ϵ)

Conforme Falco e Mattos (1998), o rendimento hidráulico geralmente está entre 0,7 e 0,75. Segundo Macintyre (2014), o rendimento hidráulico pode ser escolhido conforme mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 - Rendimento hidráulico.

ϵ	Classificação
0,5 a 0,7	Para bombas pequenas, sem grandes cuidados de fabricação, com caixa com aspecto de caracol.
0,7 a 0,85	Para bombas com rotor e coletor bem projetados; fundição e usinagem bem feitas.
0,85 a 0,95	Para bombas de dimensões grandes, bem projetadas e bem fabricadas.

Fonte: Adaptado de Macintyre (2014)

3.5.6 Energia teórica cedida pelo rotor ao líquido (H_e)

A energia teórica cedida pelo rotor ao fluido é o valor baseado no rendimento hidráulico em acordo com a carga da bomba, pode ser calculado pela eq. (24):

$$H_e = \frac{H}{\epsilon} \quad (24)$$

3.5.7 Potência motriz (N)

A potência motriz é definida como a potência que deve ser empregada pelo motor para sustentar a vazão e carga requeridas e pode ser encontrada com a eq. (25):

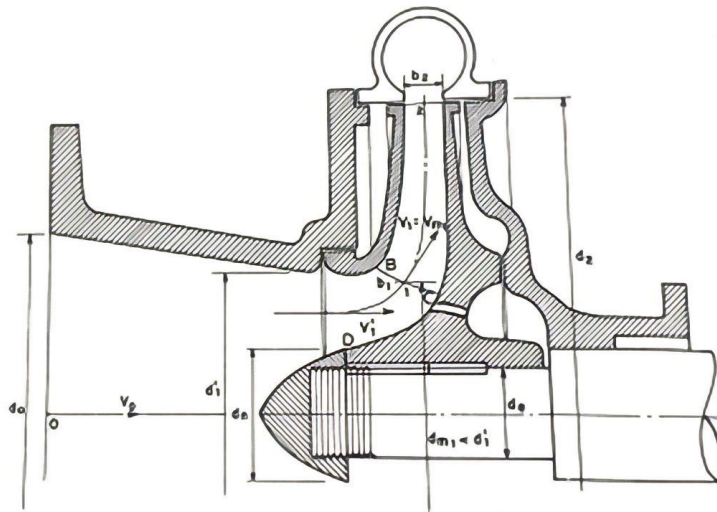
$$N(C.V) = \frac{1000 * Q * H}{75 * \eta_{total}} \quad (25)$$

Para Macintyre (2014), a eficiência mecânica de bombas modernas está em uma faixa que varia de 92% a 95%, onde os valores mais altos são encontrados em bombas de maiores dimensões.

3.5.8 Dimensionamento do rotor e do impelidor

Um croqui inicial do rotor é apresentado na Figura 13, exemplificando as dimensões que virão a ser calculadas. Os procedimentos a seguir, baseiam-se na metodologia de Macintyre (2014). Ressalta-se que alguns dos valores apresentados por (2014) são obtidos por métodos empíricos e contido em faixas de valores aceitáveis, tendo potencial para influenciar em cálculos posteriores.

Figura 13 - Condições de escoamento à entrada do rotor.



Fonte: Macintyre (2014).

3.5.8.1 Diâmetro do eixo do rotor (d_e)

Considerando que o eixo com o rotor esteja em balanço em sua extremidade e a tensão admissível do aço $\sigma_{admissível} = 210 \text{ kgf/cm}^2$, O valor do diâmetro do eixo do rotor pode ser encontrado conforme a eq. (26).

$$d_e = 12 * \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (26)$$

Sendo N expresso em C.V e n em rpm. O fator 12 corresponde à um ângulo de torção permissível entre 0,25 e 2,5°.

3.5.8.2 Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (d_n)

O valor do diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo pode ser escolhido ao se acrescentar de 10 a 30 mm ao diâmetro do eixo. Para esse projeto, adotou-se um valor intermediário de 20 mm.

3.5.8.3 Velocidade média na boca de entrada do rotor (v'_1)

A velocidade média na boca de entrada do rotor pode ser calculada fazendo uso de dois critérios, o primeiro faz uso da eq. (27):

$$v'_1 = k_{v1} * \sqrt{2gH} \quad (27)$$

Onde k_{v1} é o 'fator de velocidade', aplicável conforme a tabela 2.

Tabela 2 - Fator de velocidade pela rotação específica

k_{v1}	Ns
Aproximadamente 0,09 a 0,10	<10
Aproximadamente 0,11 a 0,13	10 a 20
Aproximadamente 0,13 a 0,16	20 a 30
Aproximadamente 0,17 a 0,18	30 a 40

Fonte: Adaptado de Macintyre (2014).

É possível utilizar a eq. (28) como critério 2:

$$k_{v1} = 0,29 a 0,58 \left(\frac{Ns}{100} \right)^{2/3} \quad (28)$$

Onde o fator 0,29 é empregado aos menores valores de Ns. Optou-se por utilizar esse fator como 0,30.

3.5.8.4 Diâmetro da boca de entrada do rotor (d'_1)

Pode-se encontrar o valor do diâmetro da entrada do rotor d'_1 usando a eq. (29), da vazão atravessando uma área:

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot v'_1} + d_n^2} \quad (29)$$

3.5.8.5 Diâmetro médio (d_{m1}) da superfície de revolução gerada pela rotação do bordo de entrada das pás

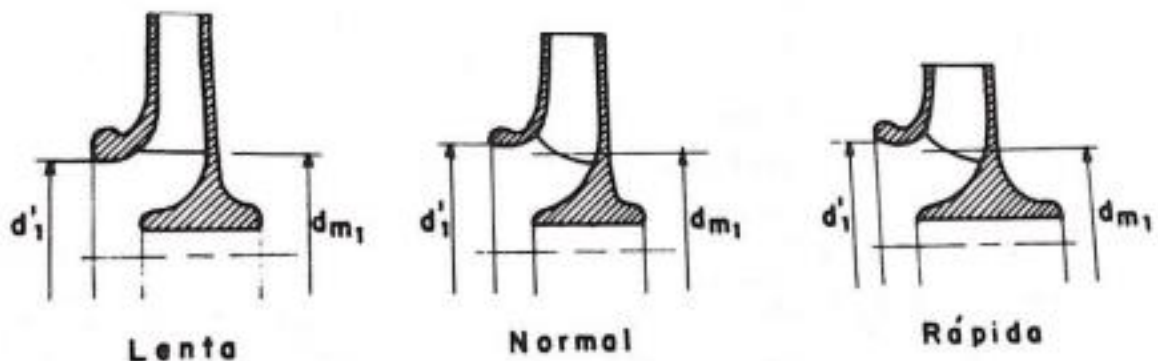
O bordo de entrada das pás, nas bombas lentas, pode ser reto e paralelo ao eixo, ligeiramente inclinado ou com uma ligeira curvatura, como exemplificado na figura 14. Seu diâmetro sendo:

Tabela 3 - Valores de d_{m1}

Classificação	d_{m1}
Bombas Lentas	d_{m1} próximo d'_1 ou $1,1 \cdot d'_1$
Bombas Normais	d_{m1} próximo 0,9 a $0,95 \cdot d'_1$
Bombas Rápidas	d_{m1} próximo 0,9 a $0,9 \cdot d'_1$

Fonte: Adaptado de Macintyre (2014).

Figura 14 - Pás de três tipos de bomba.



Fonte Macintyre (2014).

3.5.8.6 Velocidade Radial de entrada no impelidor (v_{m1})

No momento que o fluido é admitido pela bomba, pode-se assumir que as partículas líquidas descrevam trajetórias radiais antes de atingir as pás, em virtude do atrito com o núcleo de fixação do eixo ser pequeno (zona de pequeno contato).

Em um primeiro momento, considerando que as pás não possuem espessura, tem-se $v_{m1} = v'_1$, ângulo α_1 no diagrama de velocidade da entrada será igual a 90° , essa área teórica da entrada do impelidor será denominada como Ω' . Agora essa área será descrita como Ω'_1 , sendo a área real da entrada do impelidor, considerando as espessuras das pás, $\Omega'_1 > \Omega'$. Como a vazão para ambas hipóteses é a mesma, tem-se a eq. (30):

$$Q' = \Omega' v'_1 = \Omega'_1 v_{m1} \quad (30)$$

Substituindo os termos, tem-se a eq. (31)

$$v_{m1} = \left(\frac{\Omega'}{\Omega'_1}\right) v'_1 = \frac{1}{v_1} v'_1 \quad (31)$$

Sendo v_1 o coeficiente de contração da entrada, pode-se calcular v_{m1} com a eq. (32):

$$v_{m1} = k_{vm1} \sqrt{2gH} \quad (32)$$

O valor de k_{vm1} pode ser obtido pela Tabela 4, onde a espessura das pás já é considerada. Ressalta-se que a notação é diferente (Ns).

Tabela 4 - K_{vm1} para diferentes Ns

Ns	10	10-20	20-30	30-40	40-50	50-60
k_{vm1}	0,11 a 0,12	0,125 a 0,14	0,145 a 0,175	0,175 a 0,195	0,195 a 0,205	0,21 a 0,225

Fonte: Adaptado de Macintyre (2014)

3.5.8.7 Velocidade periférica no bordo de entrada (u_1)

Com os dados da rotação do rotor e o diâmetro médio da superfície de revolução do bordo de entrada das pás, pode-se calcular u_1 com a eq. (33):

$$u_1 = \frac{\pi * d_{m1} * n}{60} \quad (33)$$

3.5.8.8 Largura do bordo de entrada da pá (b_1)

Fazendo uso da equação da vazão = área x velocidade, e considerando o item “3.8.6 Velocidade Radial de entrada no impelidor (v_{m1})”, pás sem espessura, tem-se a largura do bordo de entrada da pá pela eq. (34):

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi * d_{m1} * v_{m1}} \quad (34)$$

3.5.8.9 Diagrama das velocidades à entrada

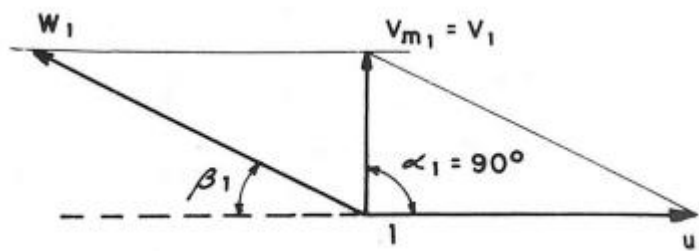
Utilizando os valores de u_1 e v_{m1} , pode-se traçar o diagrama das velocidades, exemplificado na Figura 15. Encontrando assim o ângulo β_1 , compreendido entre 15° à 30° , através da eq. (35).

$$\tan(\beta_1) = \frac{v_{m1}}{u_1} \quad (35)$$

Basta calcular o arco tangente da eq. (35), e obtém-se o ângulo de entrada na eq. (36).

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{v_{m1}}{u_1}\right) \quad (36)$$

Figura 15 - Diagrama das velocidades à entrada.



Fonte: Macintyre (2014).

3.5.8.10 Número de Pás (Z)

Devido à sua influência no rendimento hidráulico da bomba, o número de pás é um critério importantíssimo, por isso deve ser escolhido com cautela, levando-se em consideração alguns fatores.

Um rotor com uma quantidade pequena de pás tem como vantagem a redução das superfícies de atrito, contudo, leva à existência de maiores espaçamentos entre as pás (passo entre pás). Isso culmina num deslocamento mais irregular no impelidor. Outro ponto é a pressão acentuada sobre cada pá, em decorrência de um canal mais largo, o que acaba por aumentar as

perdas por atrito e reduzir a pressão manométrica. Ressalta-se ainda que diferença de pressão entre a superfície do bordo de ataque das pás e seu dorso, propícia a ocorrência de cavitação, reduzindo a eficiência de aspiração da bomba.

Um maior número de pás reduz a divergência dos filetes que deixam o rotor, o que é mais evidenciado quando o ângulo de saída é maior que o de entrada, ocasionando uma diminuição nas perdas que ocorrem nessa área. Para rotores pequenos e elevadas velocidades relativas nos canais das pás, há um incremento nas perdas por atrito entre o fluido e as paredes por onde ele escoar. Portanto, em virtude do aumento das perdas com um maior número de pás, bombas de pequenas dimensões e bombas de alta velocidade específica, os rotores destas não devem possuir um número alto de pás.

Por fim, uma grande quantidade de pás reduz a energia potencial de pressão (P_o/γ) à entrada da bomba, colaborando com a melhora das condições da altura de aspiração (h_a), contanto que as pás sejam delgadas, visando evitar uma obstrução excessiva.

De acordo com (Macintyre, 2014), pode-se considerar inicialmente a seleção da quantidade de pás da seguinte forma:

- 6 a 14 pás nos rotores de médias e grandes dimensões, onde a maior quantidade é indicada para bombas de pequena velocidade específica;
- 4 a 6 pás nos rotores de pequenas dimensões, especificamente caso N_q seja elevado.

Outros autores sugerem as seguintes abordagens:

a) Macintyre *apud* Widmar (2014) estimado pela eq. (37)

$$Z < 10(\pi d_2) \quad (37)$$

b) Carlo Malasavi (19—)

Para pequenas e médias alturas de elevação e para $\frac{d_2}{d_{m1}} = 1,4$ e β_2 entre 15° e 35° , o número de pás pode ser obtido a partir da Tabela 5.

Tabela 5 - Número de pás pelo critério de Carlo Malasavi (19—).

$\beta_2 = 15^\circ$ a 20°	20° a 25°	25° a 35°
Z = 6 a 7 pás	Z = 7 a 8 pás	Z = 8 a 10 pás

Fonte: Adaptado de Macintyre (2014)

Para grandes alturas de elevação e para $\frac{d_2}{d_{m1}} = 1,8$ e β_2 entre $22^\circ 30'$ e 45° , o número de pás pode ser obtido pela Tabela 6.

Tabela 6 - Número de pás pelo critério de Carlo Malasavi (19—).

$\beta_2 = 22^\circ 30'$ a 30°	30° a 35°	35° a 45°
Z = 6 a 7 pás	Z = 8 a 9 pás	Z = 9 a 10 pás

Fonte: Macintyre, 2014.

c) Pfeleiderer (1960) Estimado pela eq. (38):

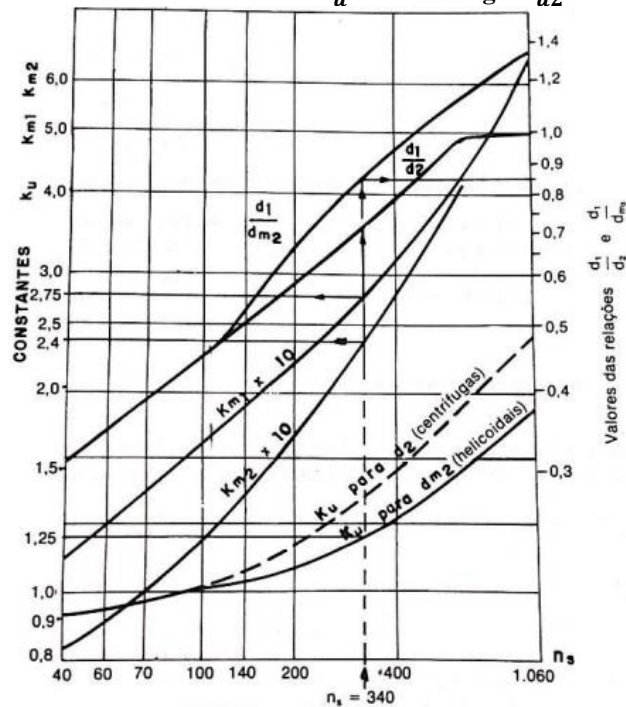
$$Z \geq \frac{8 \cdot \text{tg}(\beta_1) \cdot He}{3 \left[\left(\frac{d_2}{d_{m1}} \right)^2 - 1 \right]} \tag{38}$$

d) Stepanoff (1957) Estimado pela eq. (39):

$$Z = \frac{\beta_2 \text{ (em graus)}}{3} \tag{39}$$

Alguns métodos precisam de valores que ainda não foram estabelecidos, como d_2 e β_2 . Pode-se estimar d_2 com o auxílio da Figura 16, estabelecendo d_1 como d_{m1} .

Figura 16 - Constantes da velocidade k_u e da descarga k_{u2} em função de N_s



Fonte: Macintyre (2014).

O valor escolhido para o ângulo β_2 é escolhido pelo projetista e influencia diretamente alguns métodos na escolha do número de pás. Segundo Stepanoff (1957) os valores de β_2 variam de 15° a 35° , contudo, usualmente são utilizados entre 20° e 25° . Já Macintyre (2014) propõe que β_2 esteja entre $17^\circ 30'$ a 30° .

De acordo com Falco & Mattos (1998), normalmente se seleciona o número de pás como um número primo e, este valor, interfere bastante no valor do coeficiente de contração de entrada (v_1).

Para este projeto, optou-se pelo uso do método de Pfleiderer (1960), que permite encontrar o número de pás baseado em critérios já calculados.

3.5.8.11 Obstrução devido à espessura das pás à entrada (v_1)

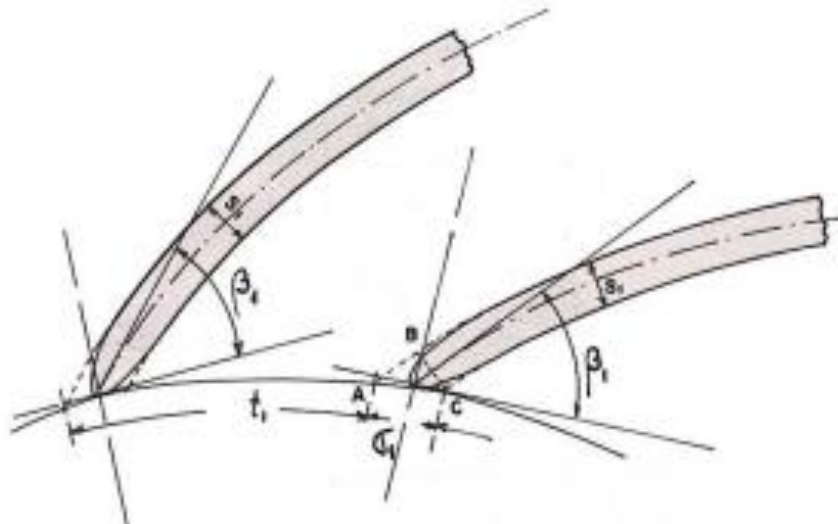
A espessura das pás à entrada (S_1) é dependente do material do rotor, podendo ser:

- 3 a 4 mm para rotores pequenos ($d_2 < 30$ cm);
- 5 a 7 mm para rotores com d_2 de 30 a 50 cm.

A obstrução pode ser calculada pela eq. (40) e é exemplificada na Figura 17.

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\text{sen}(\beta_1)} \quad (40)$$

Figura 17 - Influência da espessura das pás à entrada do rotor causando obstrução.



Fonte: Macintyre (2014).

Já o passo entre as pás, pode ser obtido pela eq. (41):

$$t_1 = \frac{\pi * d_1}{z} \quad (41)$$

Pode-se então corrigir o coeficiente de contração v_1 e recalculá-lo com a eq. (42):

$$\frac{1}{v_1} = \frac{t_1}{(t_1 - \sigma_1)} \quad (42)$$

3.5.8.12 Cálculo do diâmetro externo (d_2) e velocidade periférica externa (u_2)

Pode-se encontrar u_2 utilizando a eq. (43):

$$u_2 = k_{u2} * \sqrt{2gH} \quad (43)$$

O valor de k_{u2} pode ser obtido pela Tabela 7, em função de N_s .

Tabela 7 - k_{u2} em função de N_s

N_s	< 10	20	30	40	50	60
k_{u2}	0,98	1,0 a 1,02	1,02 a 1,03	1,05	1,1	1,2

Fonte: Adaptado de Macintyre (2014)

Com o valor de u_2 , basta manipular a eq. (44):

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} \quad (44)$$

$$d_2 = \frac{u_2 * 60}{\pi * n} \quad (45)$$

E assim obter o valor de d_2 pela eq. (45).

3.5.8.13 Cálculo da velocidade meridiana à saída (v_{m2})

A velocidade meridiana pode ser encontrada por dois métodos. Sendo eles, pela eq. (46) e eq. (47):

$$v_{m2(\text{critério 1})} = k_{vm2} * \sqrt{2gH} \quad (46)$$

Onde k_{vm2} é obtido com uso da Tabela 8, em função de Ns.

Tabela 8 - k_{vm2} em função de Ns

Ns	10	20	30	40	50	60
k_{vm2}	0,08 a 0,09	0,10 a 0,12	0,12 a 0,14	0,146 a 0,165	0,165 a 0,18	0,18 a 0,2

Fonte: Adaptado de Macintyre (2014).

Por outro lado, alguns autores adotam:

$$v_{m2(\text{critério } 1)} = 0,85 \text{ a } 0,9 * v_{m1} \quad (47)$$

3.5.8.14 Energia a ser cedida pelas pás, considerando o desvio angular dos filetes à saída do rotor

Em um cenário onde uma bomba fosse projetada para atender à um valor de altura desejada H, fazendo uso das equações de Euler, seria obtido um ângulo β_2 que acabaria sendo insuficiente para que a máquina disponibilizasse o H desejado. Posto isso, deve-se considerar o desvio angular à saída das pás e, conseqüentemente, aumentar β_2 para β_2' . O que, em teoria, significa dar um valor maior para a altura de elevação H_e . Para bombas centrífugas radiais pura, tem-se a altura de elevação corrigida (H_e') pela eq. (48):

$$H_e' = H_e * \left(1 + \frac{8\psi}{3Z}\right) \quad (48)$$

Onde ψ é o fator de correção de Pfeleiderer (1960), obtido experimentalmente e contido na Tabela 9.

Tabela 9 - Valores de ψ

Valores de ψ

β_2	20°	23°	25°	30°	35°	40°
Bombas com pás guias	0,76	0,80	0,81	0,85	0,90	0,94
Bombas sem pás guias	0,86	0,90	0,91	0,95	1,00	1,04

Fonte: Adaptado de Macintyre (2014).

3.5.8.15 Encontrando o valor de β_2

Sendo o ângulo β_2 importantíssimo para o projeto da bomba e tendo diversos modos de ser estimado e, ou, escolhido pelo projetista de forma a estar contido em ranges citados no tópico sobre o número de pás, deve-se considerar os parâmetros encontrados durante o decorrer do projeto.

Para encontrar o valor de β_2 , pode-se utilizar a seguinte eq. (49):

$$v_{u2} = u_2 - w_{u2} = u_2 - v_{m2} * \frac{1}{tg(\beta_2)} \quad (49)$$

$$g * He' = u_2 - v_{u2} \quad (50)$$

$$g * He' = u_2 - \left(u_2 - v_{m2} * \frac{1}{tg(\beta_2)} \right) \quad (51)$$

Manipulando a equação anterior, tem-se:

$$tg(\beta_2) = \frac{-v_{m2}}{\left[\left(\frac{He' * g}{u_2} \right) - u_2 \right]} \quad (52)$$

Ao final, basta calcular o arctg do resultado da eq. (52).

3.5.8.16 Cálculo da largura das pás à saída do rotor (b_2)

Sabendo que o valor do passo circunferencial pode ser encontrado pela eq. (53):

$$t_2 = \frac{\pi * d_2}{z} \quad (53)$$

A obstrução da pá é obtida com a eq. (54):

$$\sigma_2 = \frac{s}{sen(\beta_2)} \quad (54)$$

O coeficiente de contração à saída pode ser obtido pela eq. (55):

$$v_2 = \frac{(t_2 - \sigma_2)}{t_2} \quad (55)$$

Portando, a largura das pás na saída pode ser obtida pela eq. (56):

$$b_2 = \frac{Q'}{(\pi d_2 v_{m2} v_2)} \quad (56)$$

3.6 PROJETO DA VOLUTA

De acordo com Macintyre (2014) a voluta, ou coletor, pode ser definida como o conduto que recebe o líquido vindo diretamente do rotor ou das pás do difusor e o conduz à boca de saída da bomba, enquanto reduz progressivamente sua velocidade ao passo que aumenta simultaneamente sua pressão.

O projeto da voluta pode ser feito ao se considerar uma das hipóteses a seguir:

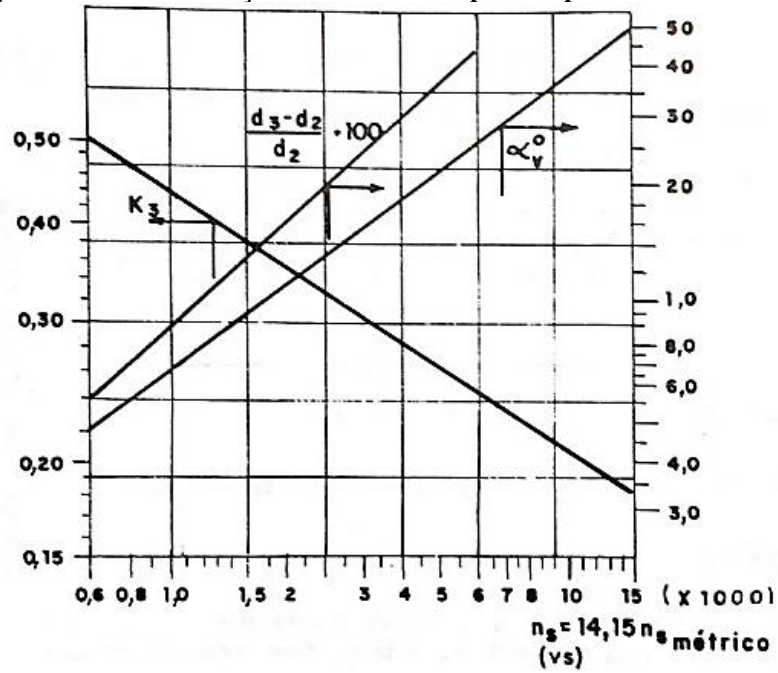
- A) Admite-se que o estado da corrente líquida é o mesmo em toda a superfície descrita pelo bordo de saída do rotor e que, ao longo de cada circunferência concêntrica com o eixo, no interior do coletor, o líquido encontrar-se-á num mesmo estado; em outras palavras, que a corrente será simétrica em relação ao eixo da bomba. É o modo recomendado por Pfleiderer, Bergeron (1960) e outros autores renomados;
- B) Considera-se uma velocidade média constante em todas as seções do coletor, aumentando as seções transversais da voluta na proporção de seu avanço angular a partir da cauda do caracol (*cutwater*), recorrendo-se a dados experimentais. É o método de Stepanoff (1957).

A velocidade média constante v_{vol} (velocidade na voluta) é baseada em dados experimentais e pode ser encontrada com o uso da eq. (57):

$$v_{vol} = k_v \sqrt{2gH} \quad (57)$$

O coeficiente experimental k_v , dependente da velocidade específica da bomba, pode ser determinado pela Figura 18.

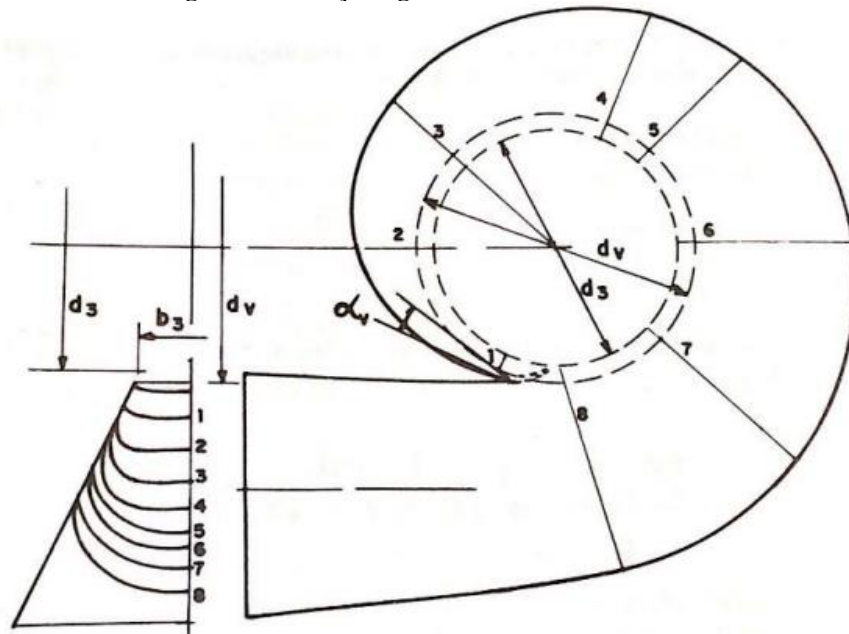
Figura 18 - Determinação do fator K em função da velocidade específica pelo método de Stepanoff (1957).



Fonte: Macintyre (2014).

Ainda na Figura 18, encontram-se os valores de α_v e $100\left(\frac{d_3-d_2}{d_2}\right)$, que são constantes dispostas na Figura 19.

Figura 19 - Traçado gráfico da voluta.



Fonte: Macintyre (2014).

A partir do uso do gráfico da Figura 18, portando os valores das constantes α , k_3 e $100\left(\frac{d_3-d_2}{d_2}\right)$, calcula-se a velocidade média constante (v_{vol}).

O valor de b_3 (largura da voluta na entrada), para bombas lentas, conforme Macintyre (2014) é obtido pela eq. (58).

$$b_3 = 2b' \quad (58)$$

Onde $b' = b_2 + (2 \text{ vezes } a \text{ espessura dos discos})$, para este caso a largura do disco é de 4,5 mm.

O diâmetro da ponta da cauda d_v , é o diâmetro da abertura para que se possa encaixar o rotor na caixa da voluta, geralmente é alguns milímetros maior que o rotor (d_2). Para este caso, usou-se 5 mm maior que d_2 , sendo obtido pela eq. (59):

$$d_v = 5 \text{ mm} + d_2 \quad (59)$$

Os diâmetros das seções transversais do caracol podem ser calculados para ângulos de 45° em 45° , onde, para uma seção qualquer de índice i , valores obtidos pela eq. (60):

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi v_{vol}}} \quad (60)$$

Por fim, para a boca de recalque, tem-se uma velocidade mais reduzida objetivando transformar a energia cinética em energia de pressão, podendo-se considerar uma velocidade próxima de 4 m/s, é possível obter essa dimensão pela eq. (61):

$$d_f = \sqrt{\frac{4Q_f}{\pi * 4}} \quad (61)$$

4 PROJETO DA BANCADA DA BOMBA MULTIESTÁGIO

O presente capítulo irá abordar o dimensionamento do elemento rotor e da voluta da secção de teste a ser utilizada na bancada didática que será instalada no laboratório de mecânica dos fluidos da faculdade de engenharia mecânica (FEM) da UFPA, campus universitário de Tucuruí – CAMTUC. Exalta-se que as configurações geométricas da bomba foram projetadas de forma a facilitar sua futura construção por impressão 3D.

O projeto a ser desenvolvido consiste de três módulos, que serão iguais, tanto o elemento rotor, quanto a voluta. Entretanto, a bancada possibilitará a montagem de outros elementos rotores, devido a versatilidade da bancada.

As características para o ponto de operação da bomba, se encontram na Tabela 10 abaixo, sendo os dados apresentados os estipulados para o projeto.

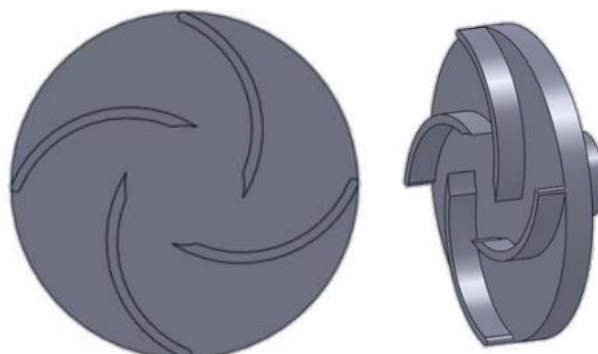
Vazão (Q)	25	[m ³ /h]
Número de estágios	3	
Altura de elevação (H)	90 (30 por estágio)	[m]
Rotação (N)	3600	[RPM]
Fluido	Água	
Temperatura de Operação	Temperatura ambiente	

Fonte: Autoria própria.

4.1 TRAÇADO DAS PÁS E DA VOLUTA

Como explicado anteriormente, no capítulo 2, no item 2.1, o impelidor, ou rotor, é um dos componentes de uma bomba centrífuga. Ele é responsável por transferir energia à massa líquida e encaminhá-la em direção a voluta. O impelidor é dotado de pás, cujas inclinações variam conforme projeto. A inclinação das pás é responsável por guiar o fluido até a saída do rotor e esse perfil das pás é chamado de traçado das pás, como é possível visualizar na Figura 20.

Figura 20 - Impelidor e o traçado de suas pás.



Fonte: Silva e Schneider (2013).

Segundo Macintyre (2014) a equação fundamental de Euler aponta que, teoricamente, a energia transferida ao fluido pelo rotor depende dos ângulos de entrada e saída, β_1 e β_2 , sem impor exigências quanto aos ângulos intermediários das pás. Contudo, o traçado da pá é restringido por dever minimizar questões relacionadas as perdas por atrito, as quais serão acentuadas quanto mais longo for o canal entre pás e quanto menos suave for o alargamento do canal.

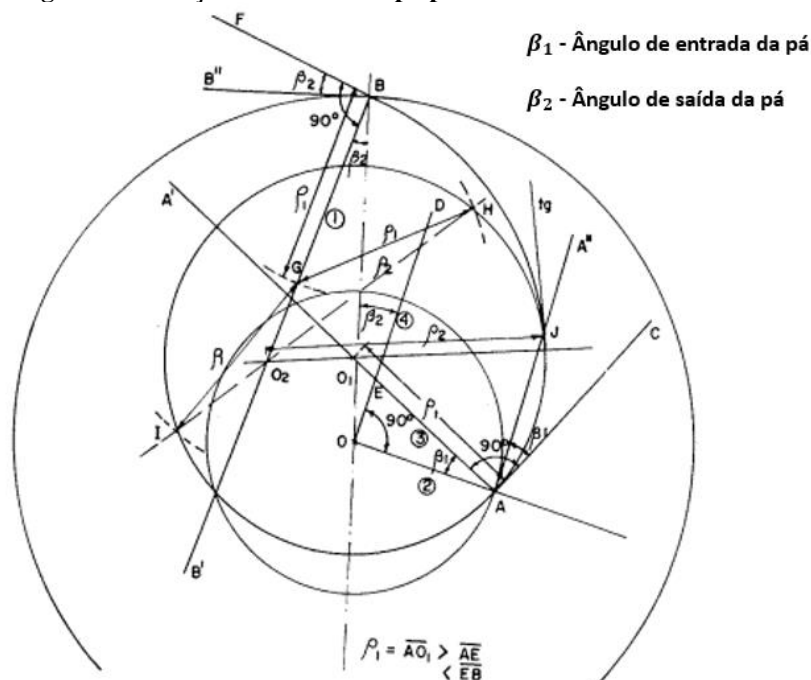
Segundo Quantz (1943), uma forma apropriada para o perfil da pá assegura que haja uma aceleração sensivelmente uniforme para os elementos da veia líquida. Para este projeto, será tratado o método de desenho por arcos de circunferência.

4.1.1 Traçado das pás por dois arcos de circunferência

O processo de desenho por arcos de circunferência é o mais antigo e ainda bastante empregado em bombas lentas e normais. O traçado pode ser feito por um ou mais arcos concordantes. A escolha por esse método para o desenho das pás se deu em razão de ser um o método mais coerente e de fácil interpretação com boas configurações de desenho e representação gráfica coerente quando mensurado os dados de ângulos e dimensões.

O processo que utiliza dois arcos de circunferência é apresentado na Figura 21 e está descrito no apêndice A.

Figura 21 - Traçado da curva da pá por dois arcos de circunferência.



Fonte: Adaptado de Macintyre (2014)

Os resultados obtidos para esse projeto, baseados no método citado acima, estão dispostos na Tabela 11, a seguir:

Tabela 11 - Principais valores calculados

Ns	23,40 rpm
I	3
Q'	25,26 m ³ /h
ε	0,75
He'	54,48 m (por estágio), 163,44m total
N	12,08 CV
d_e	17,97 mm
d_n	37,97 mm
v'₁	3,40 m/s
d'₁	64,59 mm
d_{m1}	71,05 mm
v_{m1}	3,77 m/s
u₁	13,39 m/s
b₁	13,51 mm
β₁	15,72°
Z	7
$\frac{1}{v_1}$	1,53
d₂	149,61 mm
v_{m2}	3,39 m/s
u₂	28,20 m/s
v₂	0,870
b₂	5,259 mm
β₂	20,13°

Fonte: Autoria própria.

4.2 DESENHO DA VOLUTA

Dado que o coletor é alimentado uniformemente ao longo do seu comprimento, a seção de escoamento apresentada por ele precisa sofrer um aumento progressivo a fim de manter constante a velocidade. Ao fim dos 360° da voluta à boca de saída do coletor, ocorre um alargamento da seção visando transformar a energia cinética em energia de pressão.

Assim como no item anterior, 4.1.1 Traçado das pás por dois arcos de circunferência, o método escolhido para o desenho da voluta foi selecionado por ser de fácil interpretação, com boa representatividade gráfica quando mensurado os dados de ângulos e dimensões e por atender ao objetivo com excelência.

Neste trabalho optou-se por adotar o método de Stepanoff (1957), pois este faz uso, da mesma teoria da velocidade constante em cada seção da voluta, tal qual Falco & Mattos (1998).

Para cada valor de ângulo φ , calcula-se o valor da descarga Q_i e em seguida o diâmetro do círculo correspondente. Esse processo é exemplificado na Tabela 12.

Tabela 12 - Tabela com os diâmetros das seções transversais do caracol da voluta.

φ_i°	Q_i (m ³ /s)	d_i (m)	d_i (mm)
45°	0,00088	0,01064	10,637
90°	0,00175	0,01504	15,043
135°	0,00263	0,01842	18,424
180°	0,00351	0,02127	21,274
225°	0,00439	0,02379	23,785
270°	0,00526	0,02606	26,055
315°	0,00419	0,02814	28,143
360°	0,00702	0,03009	30,086

Fonte: Autoria própria.

Os dados das dimensões geométricas apresentados na tabela 10, foram obtidos a partir das eq. (57), eq. (58), eq. (59), eq. (60) e eq. (61) e estão melhor descritos no apêndice A.

5 DETALHAMENTO

O presente capítulo irá relatar o detalhamento completo do projeto da bancada didática de uma bomba centrífuga de três estágios modular, desde sua configuração total com três estágios, quanto sua configuração com um e dois estágios, assim como, o detalhamento dos componentes que fazem parte da interface entre os estágios, com o auxílio de um *software* CAD (*Computer Aided Design*) foram criados os desenhos tridimensionais dos elementos que compõem o equipamento. Os desenhos técnicos, de cada componente, encontram-se no apêndice B.

5.1 CONFIGURAÇÕES DA BANCADA DIDÁTICA

5.1.1 Configuração da bancada para um módulo

A primeira configuração da bancada é portando apenas um estágio, ou módulo, com capacidades específicas e distintas das configurações com mais módulos. A tabela 13, apresenta os dados para essa configuração. Os dados de vazão (Q) e altura de elevação (H_e') foram obtidos a partir da eq. (21) e eq. (45), respectivamente e o processo está melhor descrito no apêndice A.

Vazão (Q)	25,26	[m³/h]
Número de estágios		1
Altura de elevação (H_e')	54,48	[m]
Rotação (N)	3600	[RPM]
Fluido		Água
Temperatura de Operação		Temperatura ambiente

Fonte: Autoria própria.

5.1.2 Configuração da bancada para dois módulos

A segunda configuração para a bancada, é a sua montagem com dois estágios, onde já é possível observar o ganho de energia advindo do uso em conjunto de dois estágios. A tabela 14 apresenta os dados para essa configuração.

Vazão (Q)	25,26	[m ³ /h]
Número de estágios	2	
Altura de elevação (He')	108,96	[m]
Rotação (N)	3600	[RPM]
Fluido	Água	
Temperatura de Operação	Temperatura ambiente	

Fonte: Autoria própria

5.1.3 Configuração da bancada para três módulos

A terceira configuração proposta para a bancada, é sua utilização com três estágios, sendo os dois primeiros idênticos e o último estágio portando uma voluta que direciona a massa líquida para a boca de recalque. A tabela 15 apresenta os dados para essa configuração.

Vazão (Q)	25,26	[m ³ /h]
Número de estágios	3	
Altura de elevação (He')	163,44	[m]
Rotação (N)	3600	[RPM]
Fluido	Água	
Temperatura de Operação	Temperatura ambiente	

Fonte: Autoria própria

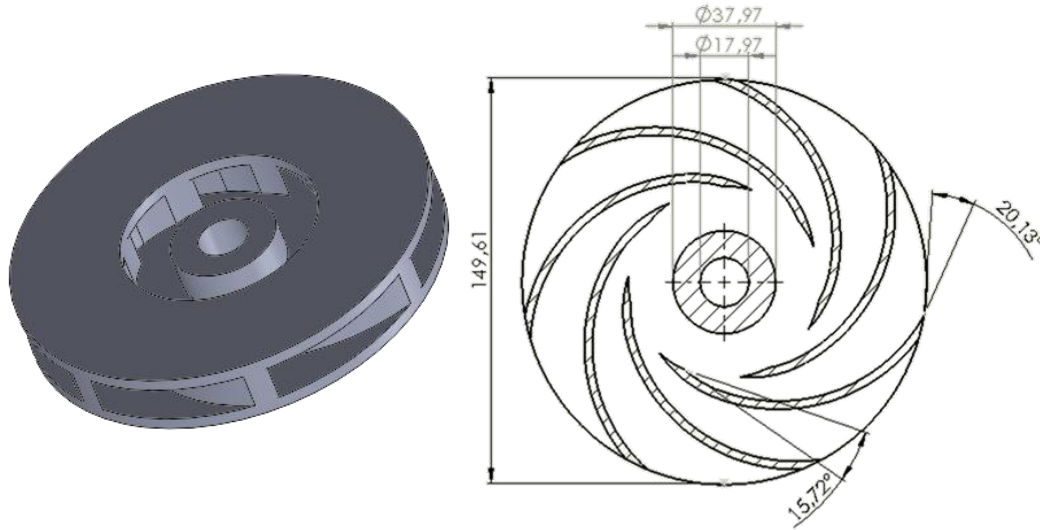
5.2 DETALHAMENTO GEOMÉTRICO (CAD 3D)

Nessa seção serão apresentados os componentes geométricos dos elementos que compõem a bancada didática de uma bomba multiestágio de três estágios modular, sendo eles o elemento rotor, eixo e volutas e é comentado sobre como se dá a interface de contato entre o coletor e a voluta, assim como a diferenciação geométrica entre as volutas dos estágios em virtude dos seus propositores para o desempenho da bancada.

5.2.1 Elemento rotor

Inicialmente, tem-se o elemento rotor responsável por transferir energia ao fluido. A bomba possui três rotores, contudo, são idênticos e por isso será exposto apenas um. O impelidor está exposto na Figura 22, em vista isométrica, mostrando a configuração interna das pás.

Figura 22 – Impelidor, medidas em milímetros.



Fonte: Autoria própria.

A tabela 16 apresenta as dimensões do impelidor, advindas das equações presentes no item 3.6 Projeto do impelidor. O processo encontra-se descrito no apêndice A.

Tabela 16 - Medidas do impelidor

Dimensão	Medida
Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (d_n)	37,97 mm
Diâmetro da boca de entrada do rotor (d'_1)	64,59 mm
Diâmetro médio da superfície de revolução gerada pelas pás (d_{m1})	71,05 mm
Largura do bordo de entrada da pá (b_1)	13,51 mm
Largura do bordo de saída da pá (b_2)	5,259 mm
Ângulo no bordo de entrada da pá (β_1)	15,72°
Ângulo no bordo de saída da pá (β_2)	20,13°
Diâmetro externo (d_2)	149,61 mm

Fonte: Autoria própria.

5.2.2 Desenho da voluta

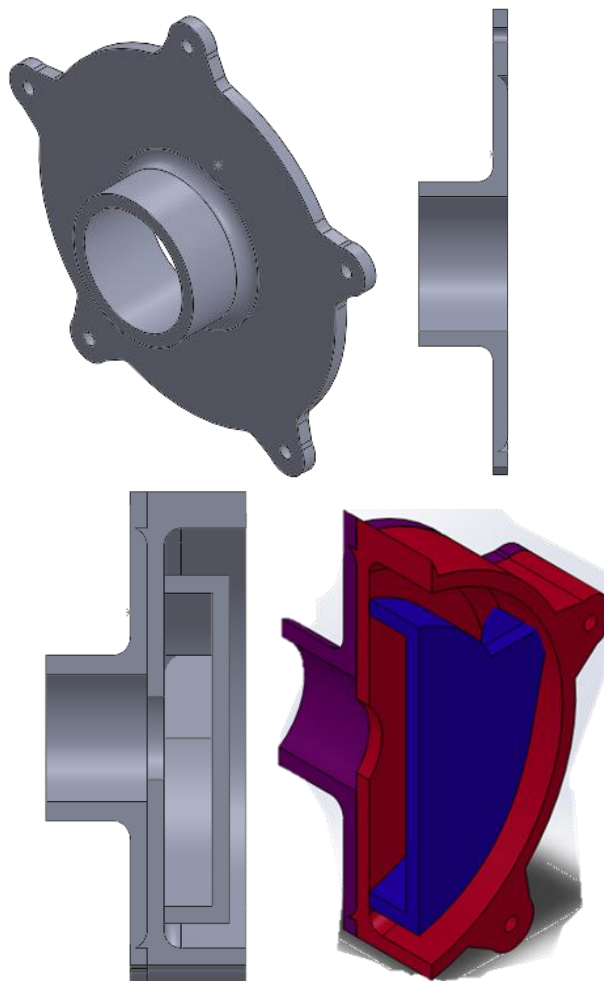
O próximo elemento é o responsável por direcionar o fluxo do fluido para fora da bomba. Contudo, embora obtidos os principais dados, suas aplicações diferem conforme a literatura, projetista e disponibilidade de ferramentas. A implementação da voluta à carcaça deve ser feita considerando inúmeros fatores visando amenizar a perda de carga e vazamentos, dentre estes fatores está como será feita a condução do fluido a cada estágio. Posto isto, a solução implementada para a junção e conexão de cada estágio foi inspirada em modelos comerciais e

didáticos presentes na literatura, criando, à saída da voluta, uma câmara de pressão que conduzirá o fluido até a entrada do próximo estágio

Neste projeto, há dois tipos de voluta: a voluta do estágio inicial e intermediário. A voluta do estágio inicial foi desenhada de modo a direcionar o fluxo para a boca de sucção do próximo estágio e a voluta final, presente no último estágio, conta com um caracol que guia o fluido para a boca de recalque. A voluta encontra-se disposta a seguir, na Figura 23.

Os estágios possuem elementos que atuam como tampas para cada estágio, estes elementos são diferentes, contudo, a interface de contato entre a tampa do primeiro estágio, que possui o coletor, e a voluta do primeiro estágio, se completam de forma a criar um selo. Essa geometria foi projetada a fim de favorecer a remoção e, ou, adição de novos estágios. A tampa do primeiro estágio, com coletor, encontra-se exposto na figura 23.

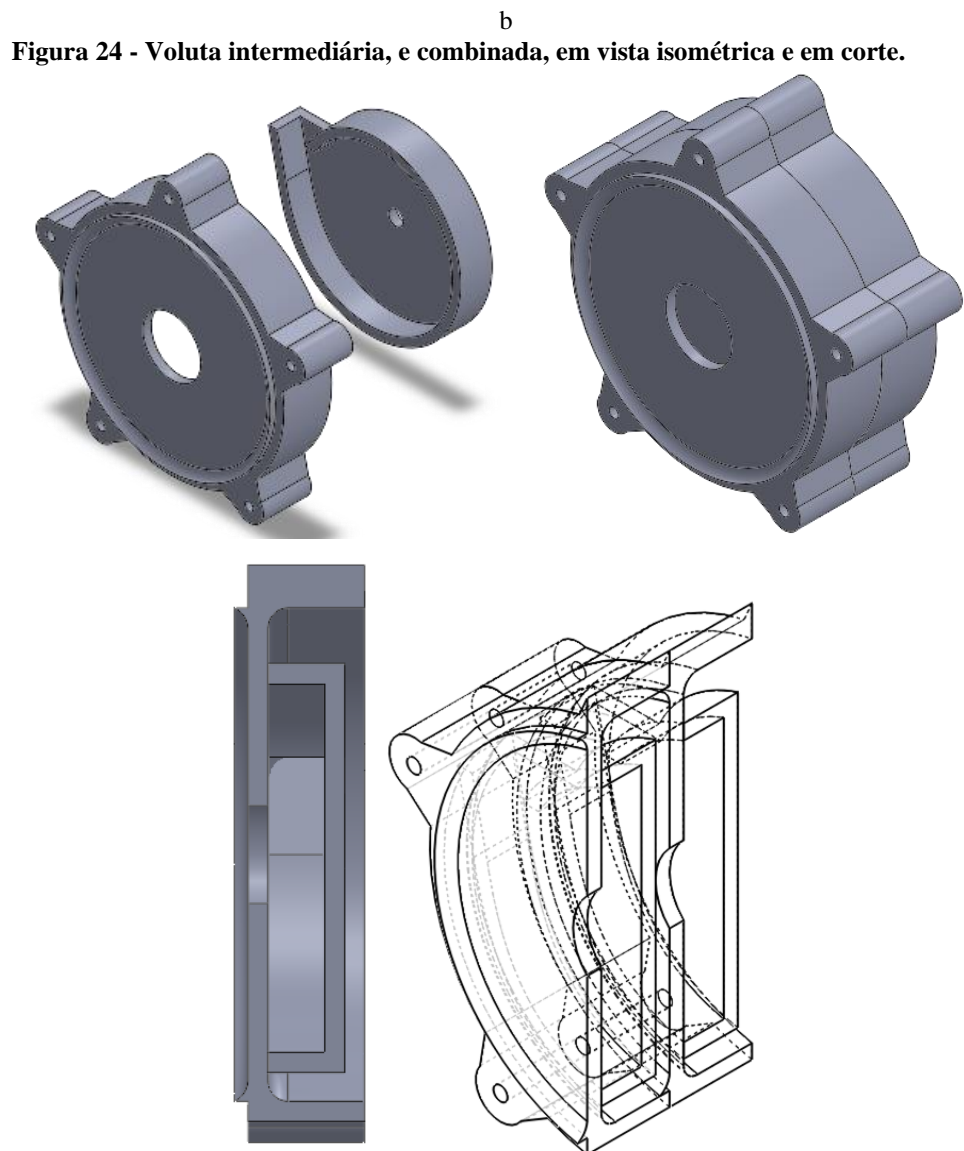
Figura 23 - Coletor em vista isométrica, corte, corte e interface de contato com voluta.



Fonte: Autoria Própria.

A voluta do primeiro e segundo estágios são idênticas, e a interface entre suas superfícies cria um selo semelhante ao citado anteriormente. A voluta do primeiro e segundo estágio

está exposta na Figura 24, onde se pode ver uma voluta e uma combinação de duas e suas vistas em corte.



Fonte: Autoria própria.

A voluta do último estágio é a que possui, em sua geometria, um conduto para conduzir o fluido à boca de recalque e, semelhantemente às volutas anteriores, a interface de contato entre o coletor desta voluta e a voluta do estágio anterior e, ou, tampa com bocal, possuem uma geometria que cria um selo entre estas. A voluta do último estágio possui uma tampa traseira, que permite a inserção do elemento rotor durante a montagem. A voluta do último estágio e a tampa traseira, encontram-se expostas na figura 25, onde se pode visualizar a vista isométrica frontal e traseira da voluta e da tampa, assim como vista isométrica de seu posicionamento e vista em corte dos elementos em contato.

Figura 25 - Voluta com caracol e tampa.

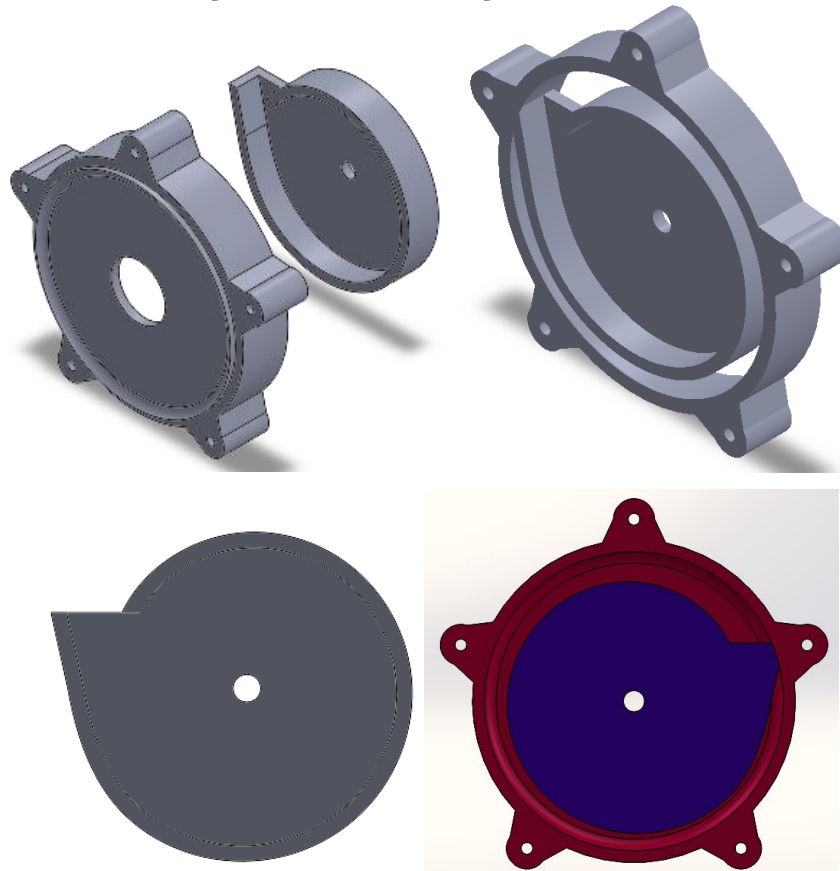


Fonte: Autoria própria.

5.2.2.1 Voluta do estágio intermediário

Como citado no item 5.2.2, o estágio intermediário possui um conduto que guia a massa fluida após a passagem pelo impelidor para a entrada do próximo estágio. O interior do estágio intermediário contém uma voluta que condiciona as veias fluidas à percorrerem um caminho periférico e serem conduzidas ao conduto interno do estágio que então as direciona à entrada do próximo estágio. A voluta é destacada na fig. 26.

Figura 26 - Voluta do estágio intermediário



Fonte: Autoria própria.

A Tabela 17, apresenta os diâmetros da geometria da voluta, mais informações podem ser encontradas no apêndice B.

Tabela 17 - Diâmetros da geometria da voluta em virtude do ângulo

φ_i°	d_i (mm)
45°	10,637
90°	15,043
135°	18,424
180°	21,274
225°	23,785
270°	26,055
315°	28,143
360°	30,086

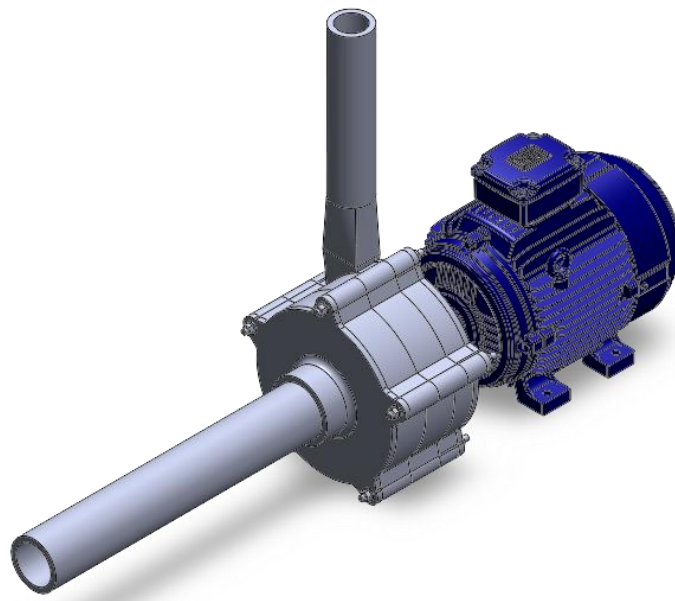
Fonte: Autoria própria.

5.3 CONFIGURAÇÕES DE MONTAGEM DA BANCADA

5.3.1 Bancada completa

A configuração de montagem completa da bancada, se faz com a sua montagem com os três estágios, acionados por um motor externo, com o bocal de sucção ligado à uma tubulação, assim como a boca de recalque. A configuração de montagem completa da bancada se encontra na Figura 27.

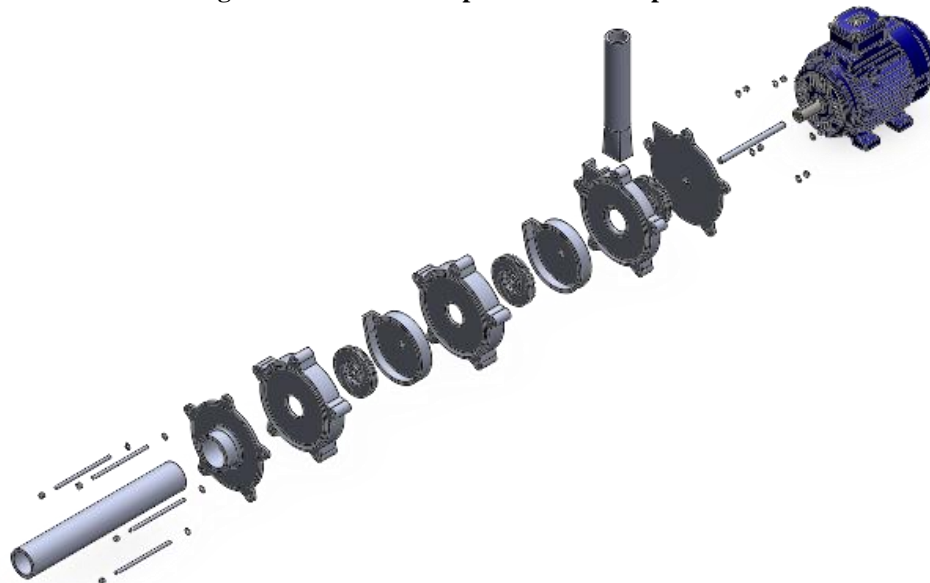
Figura 27 - Bomba completa.



Fonte: Autoria própria.

A seguir, na Figura 28, está exposta a vista explodida da bomba com sua configuração completa.

Figura 28 - Bomba completa em vista explodida.



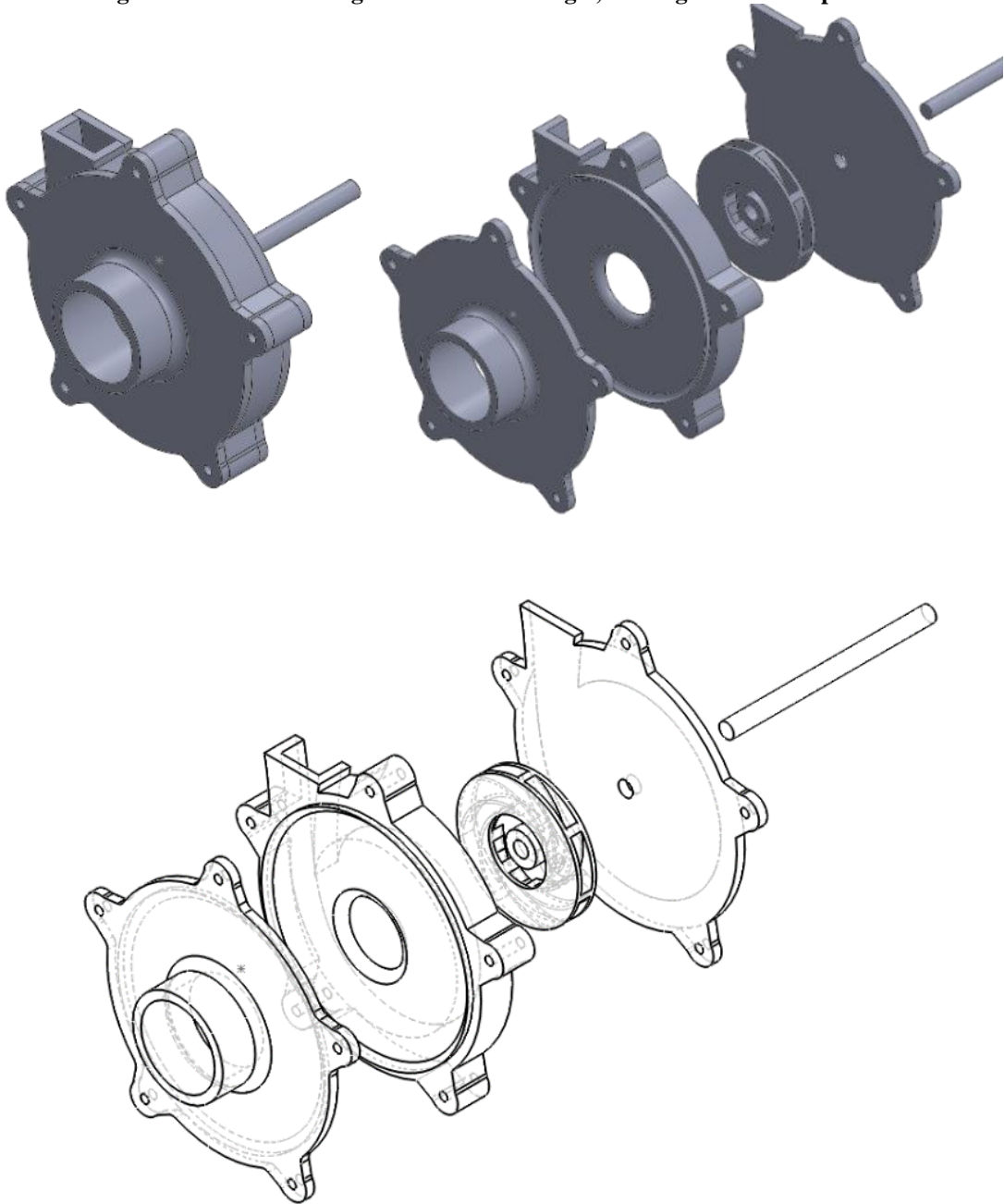
Fonte: Autoria própria.

5.3.2 Configuração para um único módulo.

Em virtude de um dos objetivos do projeto da bancada ser a possibilidade de operação da bomba com um, dois e três estágios, será exposto a seguir cada configuração de montagem.

A primeira configuração é com apenas um estágio, na Figura 29, são mostrados os componentes e montagem para operação com um estágio.

Figura 29 - Bomba configurada com um estágio, montagem e vista explodida.

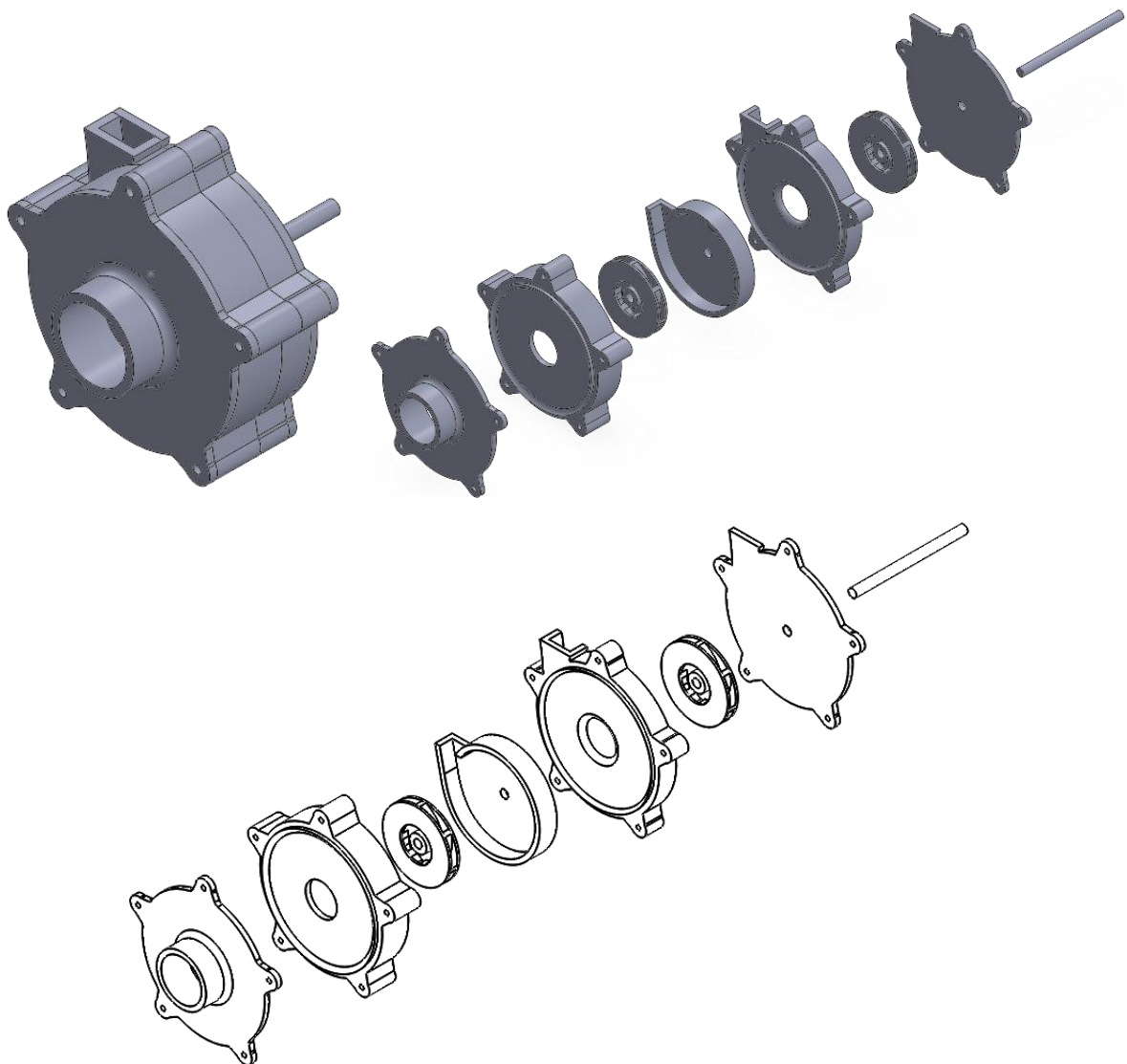


Fonte: Autoria própria.

5.3.3 Configuração dois módulos

A seguir, na Figura 30, são apresentados os componentes e a montagem da bomba configurada com dois estágios. Ressalta-se que nessa configuração, a câmara da voluta inicial é diferente da voluta do último estágio, pois visa pressurização e condução do fluido ao próximo bocal, minimizando as perdas de energia.

Figura 30 - Bomba configurada com dois estágios, montagem e vista explodida.



Fonte: Autoria própria.

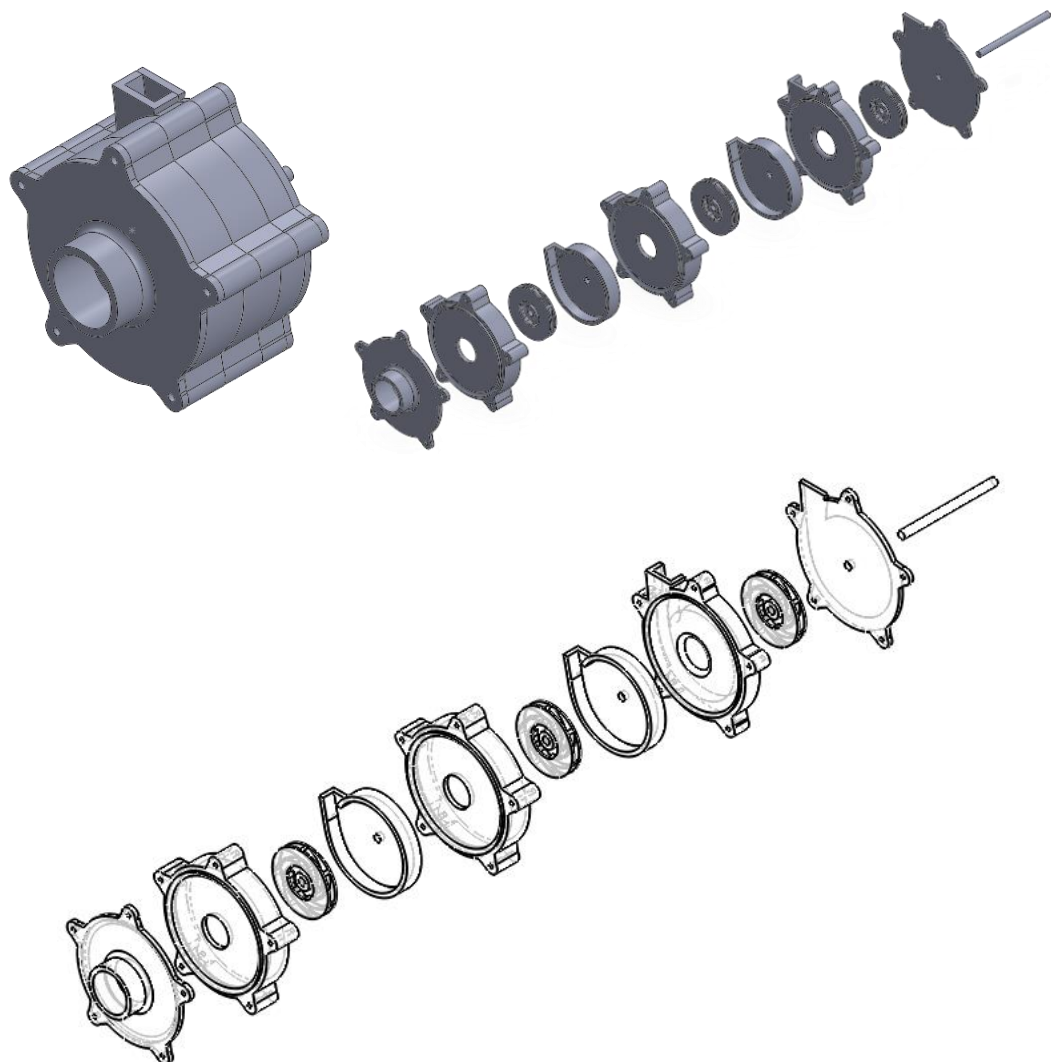
Como exposto na figura acima, o estágio inicial possui uma configuração física distinta do estágio final, haja vista que, visa receber o fluido, pressuriza-lo e conduzi-lo à entrada do

estágio posterior, onde perceberá novamente um ganho de energia em forma de pressão e então será conduzido à saída da bomba.

5.3.4 Configuração três módulos

Por fim, a configuração final da bomba com três estágios possui os dois estágios iniciais idênticos e um estágio final que comporta uma voluta de geometria variável, responsável por guiar o fluido até a boca de recalque, obedecendo a finalidade de minimizar recirculação e perdas de energia associadas. A Figura 31, a seguir, expõe a configuração com três estágios.

Figura 31 - Bomba configurada com três estágios, montagem e vista explodida.



Fonte: Autoria própria.

5.4 MOTOR ELÉTRICO

O motor selecionado para o projeto foi o modelo WEG W22 12,5 CV, apresentado na figura 32, pois o mesmo oferece a potência necessária e a entrega na rotação especificada de 3600rpm com alta eficiência.

Figura 32 – Motor elétrico WEG W22 - 12,5CV



Fonte: Catálogo de produtos WEG (2022).

A Tabela 18 apresenta as especificações do motor.

Tabela 18 - Especificações WEG W22 12,5CV

Potência	12,5 CV
Rotação	3600rpm
Massa aproximada	84,3 kg
Eficiência (100% de carga)	88.3
Fator de potência (100% de carga)	0.97

Fonte: Adaptado de WEG (2022).

5.5 OUTRAS POSSIBILIDADES DE CONFIGURAÇÕES QUE PODEM SER REALIZADAS FUTURAMENTE.

Sugere-se que seja criada uma família de rotores, com diferentes números de pás, ângulos de entrada e saída distintos, assim como, o uso de rotores do tipo aberto e semi-aberto; realização de testes com três rotores distintos operando em conjunto a fim de verificar o ganho de energia; adição de mais estágios e, em conjunto com diferentes rotores operando juntos, assim como variar a rotação.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho apresentou o desenvolvimento de um projeto de uma bancada didática de ensaio de uma bomba centrífuga de três estágios modular, a qual permite a sua utilização em práticas acadêmicas e afins de natureza didática, onde foi empregada uma metodologia baseada nos conceitos disponíveis na literatura, podendo-se concluir que os objetivos propostos, realizar revisão bibliográfica pertinente ao conteúdo, fundamentação teórica concernente aos tópicos necessários, realização do projeto do impelidor, voluta e elementos geométricos que compõem o sistema, desenvolvimento dos modelos tridimensionais do rotor, voluta e elementos que compõem a interface dos estágios através de ferramenta computacional especializada na geração de modelos 3D, análise das características da bomba e sua compatibilidade com o implemento de multiestágio, observar o ganho de energia do fluido com a passagem a cada estágio, foram atingidos.

A existência desse projeto visa a sua implementação em laboratório para expor de forma prática de como se dá o ganho de pressão a cada estágio nesse tipo de bomba, assim como também, permite ao aluno a visualização do funcionamento e especificidades de uma bomba centrífuga. Ademais, mesmo se tratando de um projeto de cunho educativo, no qual seu uso será em demonstração laboratoriais, nas disciplinas de máquinas de fluxo e mecânica dos fluidos, a bancada ainda possibilitará o desenvolvimento de pesquisas, relacionadas a modificações em elementos para análise de ganho de energia de elevação.

Atualmente, o projeto conta com três configurações distintas de operação. Com o futuro desenvolvimento de trabalhos de pesquisa que implementem a utilização de diferentes rotores, o número de configurações distintas e possibilidades de ensaios aumentam consideravelmente.

Contudo, vale ressaltar que diversas implementações podem ser incorporadas a este projeto, como o desenvolvimento de uma gama de impelidores com características distintas, a fim de visualizar como decorre o incremento de pressão à cada estágio, incluindo o uso de diferentes ângulos na entrada e saída o rotor, implementação de rotores abertos e semi-abertos e, principalmente, o uso de diferentes rotores em conjunto. E isso só se torna possível graças ao desenvolvimento desse projeto.

Recomenda-se que, para trabalhos futuros, seja implementas simulações computacionais a fim de verificar o comportamento da bomba, como também, sua utilização com mais estágios, diferentes rotações e fluidos distintos.

REFERÊNCIAS

AMORIM, M. J. **Desenvolvimento de bancada didática experimental de baixo custo para aplicações em controle ativo de vibrações**. Orientador: Eurípedes Guilherme de Oliveira Nobrega. 86 p. Dissertação (Mestrado) - . Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2006.

ÂNGELO, P. C. **Comparativo entre métricas de confiabilidade para bombas centrífugas aplicadas na indústria de celulose**. Orientador: Emerson Rigoni. 94 p. Dissertação (Mestrado) – Departamento Acadêmico de Eletrotécnica, Especialização em Engenharia da Confiabilidade. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

AQUINO, V. Bomba Hidráulica: Dos egípcios até os equipamentos de última geração. **TAE**, Santo André, set. Disponível em: <<https://www.revistatae.com.br/Artigo/526/>>. Acesso em: 24 set. 2022.

ARAÚJO, S., BARBOSA. **Apontamentos de Máquinas Hidráulicas**. 1997.

CASTRO, S. **Instalação de bombeamento**. Disponível em: <<https://slidetodoc.com/instalao-de-bombeamento-prof-patrcia-de-souza-castro/>>. Acesso em 29/10/2022. 2014.

CHEYSSON, M. **Tecnologie des pompes centrifuges**. Institute Français du Pétrole. 1975.

CRUZ, E. F. **Manutenção de bombas hidráulicas centrífugas: como deve ser um plano de manutenção de uma bomba centrífuga, para evitar a ocorrência de falhas como aquecimento, quebra e desalinhamento**. Varginha, 2021.

FALCO, R. d., & MATTOS, E. E. **Bombas Industriais**. Rio de Janeiro: Interciência. 1998.

FOX, R., et al. **Introdução à mecânica dos fluidos**. John Wiley and Sons Inc., Ásia. 2012.

FRAGA, G. VICTORIA, L. **Bancada de testes de bombas centrífugas: Elaboração das curvas características de uma bomba centrífuga**. 2021, 68 p., (TCC) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Cachoeiro de Itapemirim – ES. 2021.

FURTADO, R. **Determinação de curvas NPSH em bombas centrífugas**. Orientador: Luís Miguel Chagas da Costa Gil. 84p. Dissertação (9Mestrado) – Faculdade de Ciências e Tecnologias, Especialização em Engenharia Mecânica. Universidade Nova de Lisboa. Lisboa, 2019.

GOUVEA, M. **A necessidade por busca de práticas docentes que visem a autonomia educacional**: A importância da realização de experimentos para a construção de conceitos na formação de um engenheiro autônomo. Brasília, p. 2-3, 2004.

GRISWORLD. **Centrifugal Pumps: Types of impellers**. Youtube, 3 de nov. 2020. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=ywu-4pIl7kg>>. Acesso em 16/10/2022.

JESUS, S. S., CAVALCANTE P. F. **Utilização de bancadas de ensaio para estudos do comportamento dinâmico de máquinas rotativas**. Revista de Divulgação Científica e Tecnológica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte. Natal, 2011.

KHAING, C. LYNN, A. NYI, N. **Design of multistage Centrifugal Pump Impeller for High Head Applications**. 2019.

LIMA, I. **PROPOSIÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM MANUTENÇÃO PREDITIVA**. 84 P., (TCC) – Curso de Engenharia Automotiva, Universidade de Brasília, Brasília – DF, 2014.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de Bombeamento**. Rio de Janeiro: LTC. 2014.

MALAVASI, C. **La costruzione delle moderne pompe** Ed. Ulrico Hoepli. 19—.

MENIN, E. **Manual Bombas Centrífugas**. Sulzer Pumps, 2009.

PATERNOST, G. M. **Estudo experimental sobre bomba centrífuga operando com fluido viscoso e escoamento bifásico gás-líquido**. Orientador: Antônio Carlos Bannwart. 172 p. Dissertação (Mestrado) – Ciência e Engenharia do Petróleo. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013.

PEKELMAN, H., MELLO, A. **A importância dos laboratórios no ensino de engenharia mecânica**. Cobenge, 2004.

PFLEIDERER, C. **Bombas centrífugas e Turbocompressores**. Editorial Labor S.A., Madri, 1960.

QUANTZ, L. **Bombas Centrífugas**. Labor S.A. 1943.

RAKIBUZZAMAN, *et al.* **A study on multistage centrifugal pump performance characteristics for Variable speed drive system**. ScienceDirect, Seoul. 2015.

SANTOS, W. **Desenvolvimento de uma Metodologia para Representação Analítica de Curvas Características de Bombas Hidráulicas, Visando sua Seleção, seu Dimensionamento e a Simulação de sua Operação**. Orientador: Márcio Mota Ramos. 76 p. Dissertação (Doutorado). Engenharia Agrícola. Universidade Federal de Viçosa. Viçosa – MG. 2001.

SHAMSUDDEN, M., *et al.* **Flow field analysis and feasibility study of a multistage centrifugal pump designed for low-viscous fluids**. Applied Sciences, Basel, fev. 2014. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/2076-3417/11/3/1314>>. Acesso em 12 out. 2022.

SILVA, F. SCHNEIDER, F. **PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ENSAIO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS**. COBENGE XLI, Gramado, 2013.

SILVA, M. V. **FABRICAÇÃO E MONTAGEM DE UMA BANCADA PARA O LEVANTAMENTO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UMA BOMBA SUBMERSA**. 59 p., (TCC) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal -RN, 2022.

STEPANOFF, A. J. **Centrifugal and Axial Flow Pumps**. Nova Iorque: John Wiley & Sons, INC. 1957.

UETA, A. **PROJETO DE IMPELIDOR E VOLUTA PARA UMA BOMBA CENTRÍFUGA**. 73 p., (TCC) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro - RJ, 2018.

WANG, C., *et al.* **Optimal design of multistage centrifugal pump bases on combined energy loss model and computational fluid dynamics**. Elsevier, Singapura, jan 2017. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261916316324>>. Acesso em 13 out. 2022.

WEG. **Catálogo comercial mercado brasileiro: W22 Motor elétrico monofásico.** Jaraguá do Sul, 2022. 12 p. il. color.

YUN, R., et al. **Influence of guide ring on energy loss in a multistage centrifugal pump.** Journal of Fluids Engineering, China, 2018.

APÊNDICE A – Memorial de Cálculo

CARACTERÍSTICAS DA BOMBA

Vazão (Q)	25	[m ³ /h]
Número de estágios	3	
Head (H)	90 (30 por estágio)	[m]
Rotação (N)	3600	[RPM]
Fluido	Água	
Temperatura de Operação	Temperatura ambiente	

1. Tipo de rotor

O rotor selecionado será do tipo fechado, haja vista que o fluido com o qual a bomba trabalhará (água) tem baixa viscosidade e não apresenta elementos abrasivos em suspensão.

2. Cálculo da Velocidade Específica (Ns)

$$N_s = \frac{N * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

N = 3600 rpm;

Q = 18 m³/h ou 0,3 m³/min ou 0,005 m³/s

H = 20 m (considerando um dos estágios)

$$N_s = \frac{3600 \text{ rpm} * \sqrt{\left(\frac{25}{3600}\right) \text{ m}^3/\text{s}}}{30 \text{ m}^{\frac{3}{4}}}$$

$$N_s = 23,40$$

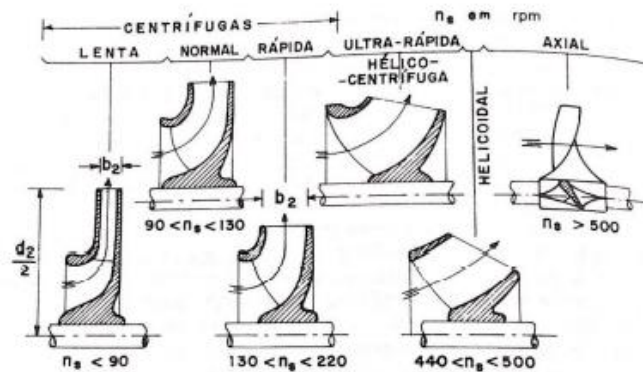
Seguindo a definição de (Cheysson, 1975):

$$N_s = 3,65 * Ns$$

$$N_s = 3,65 * 23,40$$

$$N_s = 85,42$$

3. Tipo de Turbo Bomba



Como o valor de N_s' é inferior a 90, a bomba é do tipo centrífuga pura, com pás cilíndricas, radiais, para pequenas e médias descargas, possuindo $d_2 > 2d_1$, chegando a $d_2 = 2,5d_1$.

4. Número de Estágio

De acordo com as referências utilizadas na construção da monografia utilizada como base, o valor *seguro* a ser selecionado para cada estágio seria de 70m, fazendo com que a bomba atual tivesse um H_{total} de 210m. Contudo, não foi obtido acesso aos livros utilizados pelo autor, por isso, manteve-se com um H_{total} de 60m, sendo 20m por estágio, de forma que o resultado final fosse satisfatório em atender as exigências do protótipo-bancada.

Sendo assim, a bomba terá 3 estágios.

5. Correção da Descarga (Q')

$$Q' = Q + (0,05 * Q)$$

$$Q' = \frac{[0,005 + (0,05 * ())]m^3}{s}$$

$$Q' = 0,00729 \frac{m^3}{s}$$

6. Rendimento Hidráulico (ϵ)

Rendimentos hidráulicos segundo (Macintyre, 2014):

ϵ	Classificação
0.5 a 0.7	Para bombas pequenas, sem grandes cuidados de fabricação, com caixa com aspecto de caracol.
0.7 a 0.85	Para bombas com rotor e coletor bem projetados; fundição e usinagem bem feitas.
0.85 a 0.95	Para bombas de dimensões grandes, bem projetadas e bem fabricadas.

De acordo com (Falco & Mattos, 1998), o rendimento hidráulico varia entre 0,7 e 0,75, normalmente. Por isso, será adotado $\epsilon = 0,75$.

7. energia téorica cedida pelo rotor ao líquido (H_e)

$$H_e = \frac{H}{\epsilon} = \frac{30 \text{ m}}{0,75}$$

$$H_e = 40,00 \text{ m}$$

8. Potência Motriz (N)

$$N(C.V) = \frac{1000 * Q * H}{75 * \eta_{total}}$$

Segundo (Macintyre, 2014) a eficiência mecânica das bombas modernas fica em uma faixa de 92 à 95%. Será admitido o valor de eficiência mecânica de 92%, sendo assim:

$$\eta_{total} = \epsilon * \eta_{mec}$$

$$\eta_{total} = 0,75 * 0,92$$

$$\eta_{total} = 0,69$$

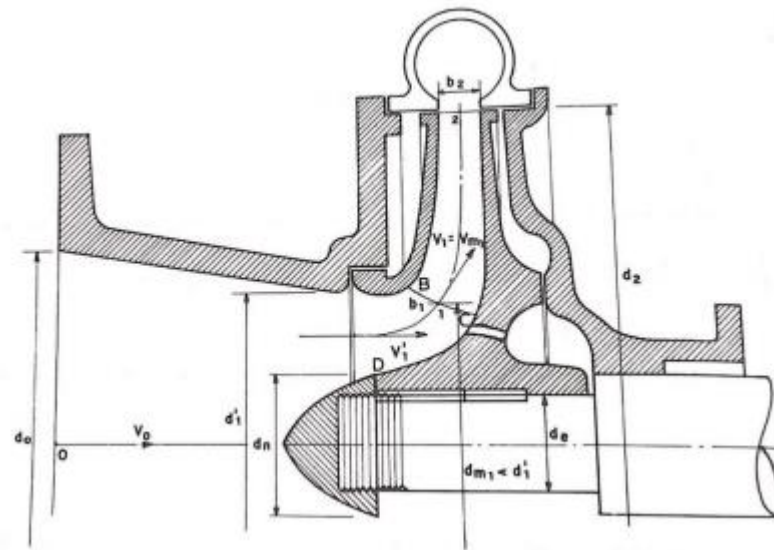
Por isso:

$$N(C.V) = \frac{1000 * (0,00729 \frac{m^3}{s}) * 90m}{75 * 0,69}$$

$$N(C.V) = 12,08 \text{ CV}$$

Foi adotado 90m, pois o motor terá de mover os 3 rotores

9. Dimensionamento do Rotor e do Impelidor



9.1 Diâmetro do Eixo do rotor (d_e)

Considerando um eixo com o rotor em balanço em sua extremidade e a taxa de trabalho do aço a torção $\sigma_{admissível} = 210 \text{ kgf/cm}^2$, pode utilizar a equação:

$$d_e = 12 * \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

*O fator 12 corresponde a um ângulo de torção permissível entre 0,25 e 2,5°

$$d_e = 12 * \sqrt[3]{\frac{12,08 \text{ CV}}{3600 \text{ rpm}}}$$

$$d_e = 17,97 \text{ mm}$$

9.2 Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (d_n)

$$d_n = d_e + 20 \text{ mm}$$

$$d_n = 17,97 \text{ mm} + 20 \text{ mm}$$

$$d_n = 37,97 \text{ mm}$$

9.3 Velocidade média na boca de entrada do rotor (v'_1)

Há dois critérios para se calcular a velocidade média na boca de entrada do rotor, sendo eles:

$$v'_1 = k_{v1} * \sqrt{2gH}$$

- Critério 1:

Onde k_{v1} , é o *fato de velocidade* aplicável ao caso:

Aproximadamente 0,09 a 0,10 para bombas com $Ns < 10$

Aproximadamente 0,11 a 0,13 para bombas com $10 < Ns < 20$

Aproximadamente 0,13 a 0,16 para bombas com $20 < Ns < 30$

Aproximadamente 0,17 a 0,18 para bombas com $30 < Ns < 40$

Para o critério 1:

$$v'_1 = 0,14 * \sqrt{2 * 9,81 * 30}$$

$$v'_{1(\text{Critério 1})} = 3,40 \text{ m/s}$$

- Critério 2:

$$k_{v1} = 0,29 \text{ a } 0,58 \left(\frac{Ns}{100} \right)^{2/3}$$

Sendo o fator 0,29 aos menores valores de Ns , como $Ns = 13,05$, utilizou-se o fator como 0,30.

$$k_{v1} = 0,37 * \left(\frac{23,40}{100} \right)^{2/3}$$

$$k_{v1} = 0,14$$

Pelo critério 2, será optado pelo valor mais próximo obtido pelo critério 1.

$$v'_{1(\text{Critério 1})} = 3,40 \text{ m/s}$$

9.4 Diâmetro da boca de entrada do rotor (d'_1)

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4 * Q'}{\pi * v'_1} + d_n^2}$$

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4 * \left(\frac{0,00729m^3}{s}\right)}{\pi * 3,40 \frac{m}{s}} + 0,03797m^2}$$

$$d'_1 = 64,59 \text{ mm}$$

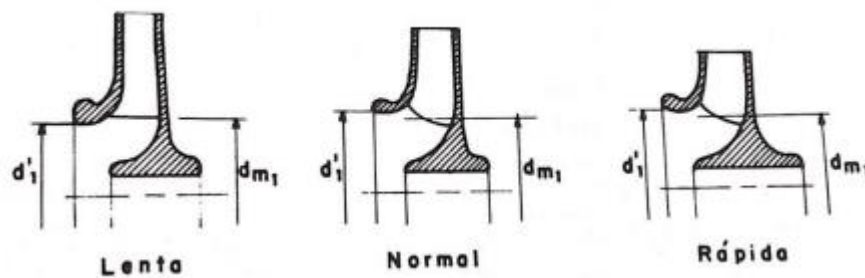
9.5 Diâmetro médio (d_{m1}) da superfície de revolução gerada pela rotação do bordo de entrada das pás

O bordo de entrada das pás, nas bombas lentas, pode ser reto e paralelo ao eixo, ligeiramente inclinado ou, ainda, com ligeira curvatura. Seu diâmetro sendo:

Bombas Lentas: d_{m1} próximo d'_1 ou $1,1 * d'_1$

Bombas Normais: d_{m1} próximo 0,9 a $0,95 * d'_1$

Bombas Rápidas: d_{m1} próximo 0,9 a $0,9 * d'_1$



Como a bomba sendo projetada é do tipo lenta:

$$d_{m1} = 1,1 * 64,59 \text{ mm}$$

$$d_{m1} = 71,05 \text{ mm}$$

9.6 Velocidade Radial de entrada no impelidor (v_{m1})

Inicialmente, v_{m1} será calculado pela equação:

$$v_{m1} = k_{vm1} * \sqrt{2 * g * H}$$

k_{vm1} pode ser obtido em função de ns pela tabela a seguir, já considerando a espessura das pás:

n_q	10	10-20	20-30	30-40	40-50	50-60
$K_{v_{m1}}$	0,11 / 0,12	0,125 / 0,14	0,145 / 0,175	0,175 / 0,195	0,195 / 0,205	0,21 / 0,225

Sendo $N_s = 13,05$, o valor adotado para $k_{v_{m1}}$ é 0,129. Por isso:

$$v_{m1} = 0,1552 * \sqrt{2 * 9,81 * 30}$$

$$v_{m1} = 3,77 \text{ m/s}$$

9.7 Velocidade periférica no bordo de entrada (u_1)

$$u_1 = \frac{\pi * d_{m1} * n}{60}$$

$$u_1 = \frac{\pi * 0,07105 \text{ m} * 3600 \text{ rpm}}{60}$$

$$u_1 = 13,39 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

9.8 Largura do bordo de entrada da pá (b_1)

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi * d_{m1} * v_{m1}}$$

$$b_1 = \frac{0,00729 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi * 0,07382 \text{ m} * 3,77 \text{ m/s}}$$

$$b_1 = 8,83 \text{ mm}$$

9.9 Diagrama das velocidades à entrada

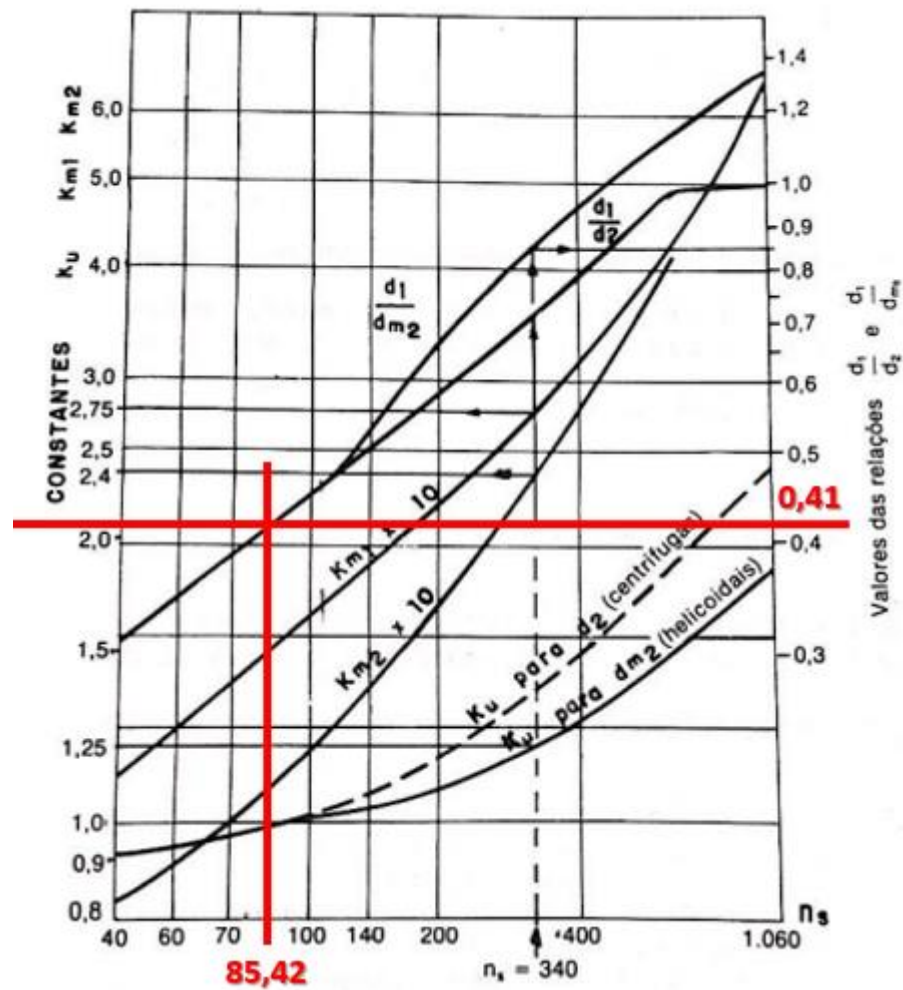
$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{v_{m1}}{u_1}\right)$$

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{3,77}{13,39}\right)$$

$$\beta_1 = 15,72^\circ$$

9.10 Número de Pás (Z)

Nesse ponto é preciso fazer uma estimativa dos valores de d_2 e β_3 . Pode-se estimar o valor de d_2 com o uso da figura a seguir. Considerando d_1 como d_{m1} , para $n_q = 85,42$.



$$\frac{d_{m1}}{d_2} = 0,41$$

$$d_2 = \frac{71,05 \text{ mm}}{0,41}$$

$$d_2 = 173,29 \text{ mm}$$

Agora, usa-se o valor estimado de d_2 para encontrar o número de pás, com a equação de Pfeleiderer:

- Pfeleiderer

$$Z \geq \frac{8 * \text{tg}(\beta_1) * He}{3 \left[\left(\frac{d_2}{d_{m1}} \right)^2 - 1 \right]}$$

$$Z \geq \frac{8 * \text{tg}(15,72^\circ) * 40,00m}{3 \left[\left(\frac{0,17329 \text{ m}}{0,07105 \text{ m}} \right)^2 - 1 \right]}$$

$$Z \geq 6,2$$

Dessa forma, o número de pás é:

$$Z = 7$$

9.11 Obstrução devido à espessura das pás à entrada (v_1)

A espessura das pás à entrada, depende do material do rotor, pode ser de:

- 3 a 4 mm para rotores pequenos ($d_2 < 30cm$);
- 5 a 7 mm para rotores com d_2 de 30cm a 50cm);

Como $d_2 < 30cm$) o valor escolhido é:

$$S_1 = 3 \text{ mm}$$

Obstrução:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\text{sen}(\beta_1)}$$

$$\sigma_1 = \frac{3 \text{ mm}}{\text{sen}(15,72^\circ)}$$

$$\sigma_1 = 11,07 \text{ mm}$$

Passo entre as pás:

$$t_1 = \frac{\pi * d_{m1}}{Z}$$

$$t_1 = \frac{\pi * 71,05 \text{ mm}}{7}$$

$$t_1 = 31,89 \text{ mm}$$

Pode-se agora corrigir o coeficiente de contração v_1 e recalcular b_1 .

$$\frac{1}{v_1} = \frac{t_1}{(t_1 - \sigma_1)}$$

$$\frac{1}{v_1} = \frac{33,89 \text{ mm}}{(33,89 \text{ mm} - 11,07 \text{ mm})}$$

$$\frac{1}{v_1} = 1,53$$

Com esse valor, deve-se corrigir o valor de b_1

$$b_1 = 13,51 \text{ mm}$$

9.12 Cálculo do diâmetro externo (d_2) e velocidade periférica externa (u_2)

$$u_2 = k_{u2} * \sqrt{2gHe}$$

* k_{u2} é obtido pela tabela:

Tabela 8 - k_{u2} em função de N_s

n_q	< 10	20	30	40	50	60
K_{u2}	0,98	1,0 / 1,02	1,02 / 1,03	1,05	1,1	1,2

O valor adotado de k_{u2} é 1,0068 (já que N_s é de 23,40).

$$u_2 = 1,0068 * \sqrt{2 * 9,81 * 40m}$$

$$u_2 = 28,20m/s$$

Pode-se recalcular o valor de d_2 utilizando os valores de u_2 encontrado, assim:

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60}$$

*Basta manipular

$$d_2 = \frac{u_2 * 60}{\pi * n}$$

$$d_2 = \frac{28,20m/s * 60}{\pi * 3600rpm}$$

$$d_2 = 149,61 \text{ mm}$$

Os valores de d_2 e u_2 serão escolhidos mais adiante, quando feitas algumas correções.

9.13 Cálculo da velocidade meridiana à saída (v_{m2})

O valor de v_{m2} pode ser encontrado por:

$$v_{m2(critério 1)} = 0,85 a 0,9 * v_{m1}$$

$$v_{m2(\text{critério } 1)} = 0,90 * 3,77 \frac{m}{s}$$

$$v_{m2(\text{critério } 1)} = 3,39 \frac{m}{s}$$

9.14 energia a ser cedida pelas pás, levando em conta o desvio angular dos filetes à saída do rotor

$$He' = He * \left(1 + \frac{8\psi}{3Z}\right)$$

Onde ψ é obtido pela tabela a seguir:

Valores de ψ						
β_2	20°	23°	25°	30°	35°	40°
Bombas com pás guias	0,76	0,80	0,81	0,85	0,90	0,94
Bombas sem pás guias	0,86	0,90	0,91	0,95	1,00	1,04

Dadas as especificações, $\psi = 0,95$

$$He' = 40 * \left(1 + \frac{8 * 0,95}{3 * 7}\right)$$

$$He' = 54,48 m$$

9.15 Encontrando o valor de β_2

Para encontrar o valor de β_2 , pode-se utilizar a seguinte equação:

$$v_{u2} = u_2 - w_{u2} = u_2 - v_{m2} * \frac{1}{tg(\beta_2)}$$

$$g * He' = u_2 - v_{u2}$$

$$g * He' = u_2 - \left(u_2 - v_{m2} * \frac{1}{tg(\beta_2)}\right)$$

Manipulando a equação anterior, Tem-se:

$$tg(\beta_2) = \frac{-v_{m2}}{\left[\left(\frac{He' * g}{u_2}\right) - u_2\right]}$$

$$tg(\beta_2) = \frac{-3,39 \text{ m/s}}{\left[\left(\frac{54,48 \text{ m} * 9,81 \text{ m/s}^2}{28,20 \text{ m/s}} \right) - 28,20 \text{ m/s} \right]}$$

$$tg(\beta_2) = 0,3666$$

$$arctg(0,3666) = 20,13^\circ$$

$$\beta_2 = 20,13^\circ$$

9.16 Cálculo da largura das pás à saída do rotor (b_2)

Passo circunferencial:

$$t_2 = \frac{\pi * d_2}{Z}$$

$$t_2 = \frac{\pi * 149,61 \text{ mm}}{7}$$

$$t_2 = 67,14 \text{ mm}$$

Obstrução da pá:

$$\sigma_2 = \frac{S}{\text{sen}(\beta_2)}$$

$$\sigma_2 = \frac{3 \text{ mm}}{\text{sen}(20,13^\circ)}$$

$$\sigma_2 = 8,72 \text{ mm}$$

Coefficiente de contração à saída do rotor:

$$v_2 = \frac{(t_2 - \sigma_2)}{t_2}$$

$$v_2 = \frac{(67,14 - 8,72) \text{ mm}}{67,14 \text{ mm}}$$

$$v_2 = 0,870$$

Largura das pás na saída:

$$b_2 = \frac{Q'}{(\pi d_2 v_{m2} v_2)}$$

$$b_2 = \frac{0,00729 \text{ m}^3/\text{s}}{(\pi * 0,14961\text{m} * 3,39 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,870)}$$

$$b_2 = 5,259 \text{ mm}$$

10. Resultados Finais

Ns	23,40
I	3
Q'	25,26 m ³ /h
ε	0,75
He'	54,48 m (por estágio), 163,44m total
N	12,08 CV
d_e	17,97 mm
d_n	37,97 mm
v'₁	3,40 m/s
d'₁	64,59 mm
d_{m1}	71,05 mm
v_{m1}	3,77 m/s
u₁	13,39 m/s
b₁	13,51 mm
β₁	15,72°
Z	7
$\frac{1}{v_1}$	1,53
d₂	149,61 mm
v_{m2}	3,39 m/s
u₂	28,20 m/s
v₂	0,870
b₂	5,259 mm
β₂	20,13°

11. Traçado da voluta

Método de Stepanoff

$$v_{vol} = k_v \sqrt{2gH}$$

O coeficiente experimental k_v pode ser obtido pela figura a seguir de acordo com a rotação específica

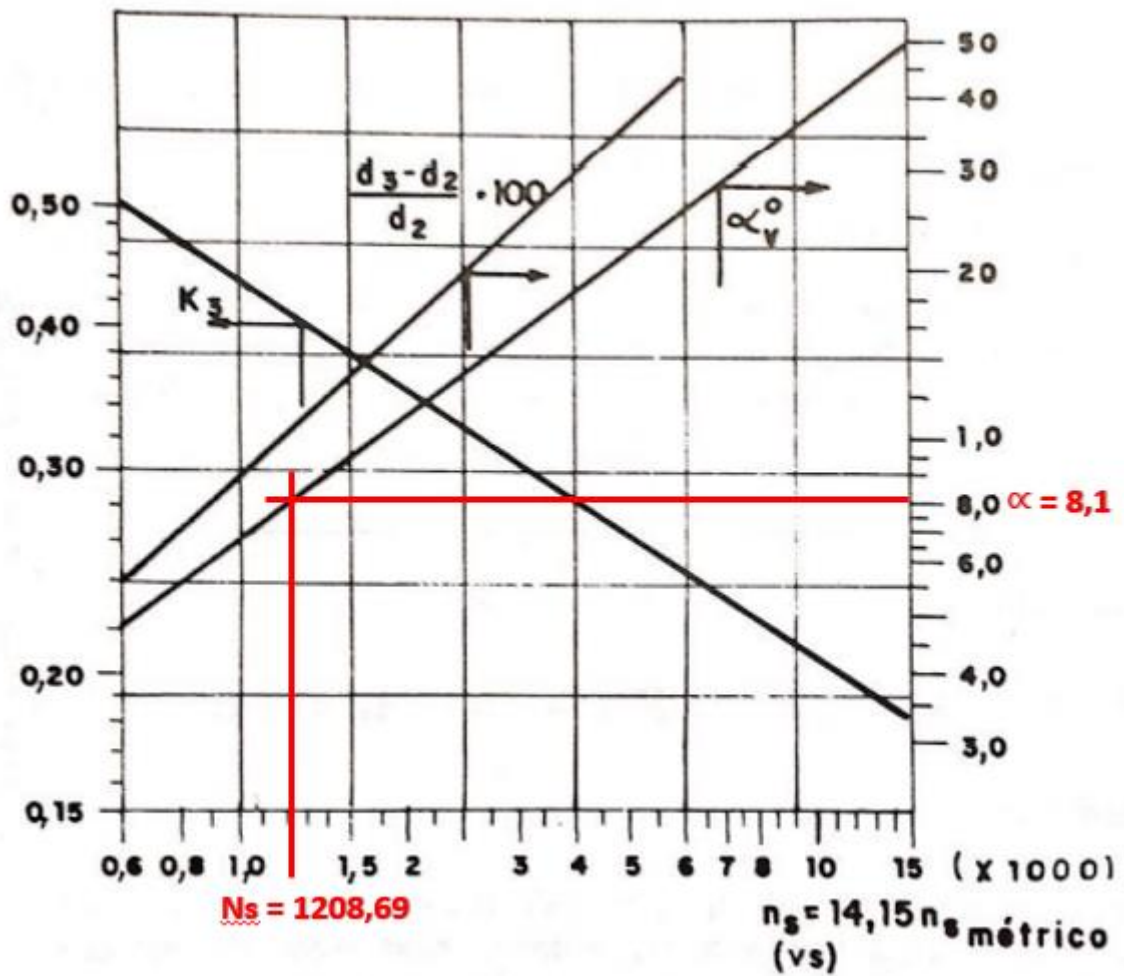


Figura – Determinação do fator K em função da velocidade específica pelo método de Stepanoff.

Na figura acima também se obtém os valores de α_v e $100\left(\frac{d_3-d_2}{d_2}\right)$, que são valores das constantes mostradas na figura abaixo.

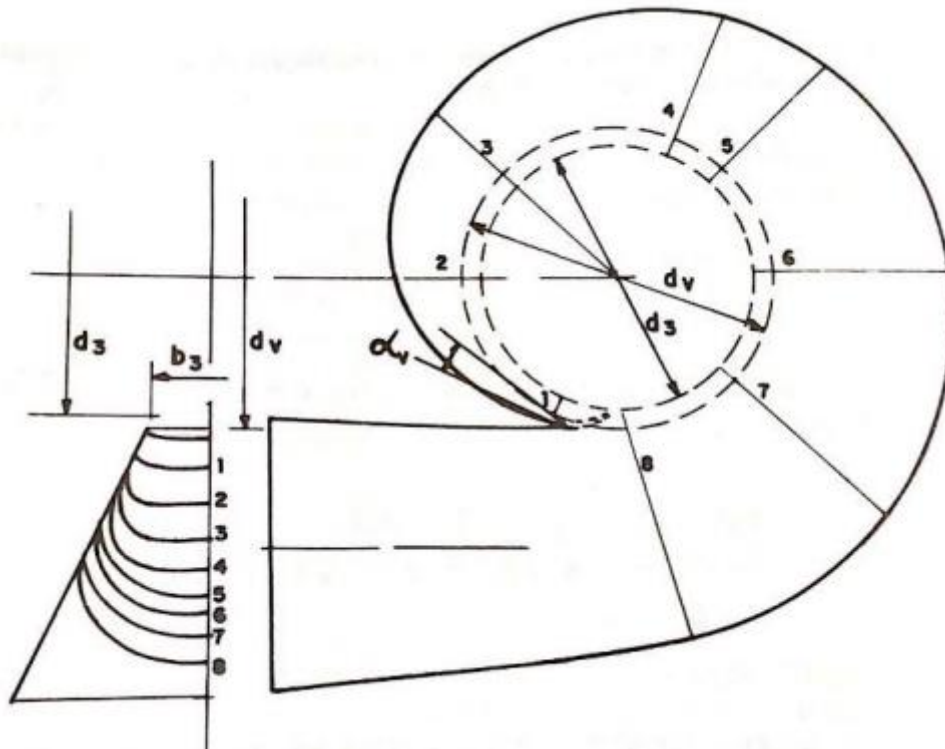


Figura – Traçado gráfico da voluta (Macintyre, 2014)

Para $Ns_{(vs)} = 14.15 * Ns_{(métrico)} = 14.15 * 85.42 = 1208,69$, tem-se:

$$\alpha = 8,1^\circ$$

$$k_3 = 0,408$$

$$100 \left(\frac{d_3 - d_2}{d_2} \right) = 2,0$$

Dessa forma, a velocidade média constante $v_{vol} = 0,408 * \sqrt{2 * 9,81 * 30}$

$$v_{vol} = 9,899 \frac{m}{s}$$

O valor de b_3 para bombas lentas, segundo (Macintyre, 2014) é:

$$b_3 = 2b'$$

Onde $b' = b_2 + (2 \text{ vezes a espessura dos discos})$, considerando a largura do disco como 4,5 mm

$$b_3 = 2(5,259 + 2 * 4,5) = 28,52 \text{ mm}$$

$$d_3 = \left[\left(\frac{2}{100} \right) * d_2 \right] + d_2$$

$$d_3 = \left[\left(\frac{2}{100} \right) * 149,61 \right] + 149,61$$

$$d_3 = 152,60 \text{ mm}$$

Usualmente d_v é um pouco maior que d_2 , assim:

$$d_v = d_2 + 5 \text{ mm}$$

$$d_v = 149,61 \text{ mm} + 5 \text{ mm}$$

$$d_v = 154,61 \text{ mm}$$

Calculam-se os diâmetros do caracol das seções transversais para ângulos de 45° , para uma seção qualquer de índice i

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi v_{vol}}}$$

$$d_f = \sqrt{\frac{4 * Q_i}{\pi * 9,899 \text{ m/s}}}$$

$$d_f = \sqrt{0,129 * Q_i}$$

Para cada valor φ , calculamos a descarga e, em seguida, o diâmetro do círculo correspondente:

$$Q' = (25,26/3600) = 0,00701 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\varphi = 45^\circ \quad Q_i = \frac{Q'}{8}$$

$$\varphi = 90^\circ \quad Q_i = \frac{Q'}{4}$$

Etc

φ_i°	Q_i (m ³ /s)	d_i (m)	d_i (mm)
45°	0,00088	0,01064	10,637
90°	0,00175	0,01504	15,043
135°	0,00263	0,01842	18,424
180°	0,00351	0,02127	21,274
225°	0,00439	0,02379	23,785
270°	0,00526	0,02606	26,055
315°	0,00419	0,02814	28,143
360°	0,00702	0,03009	30,086

Para a boca de recalque, temos uma velocidade mais reduzida com o objetivo de transformar a energia cinética em energia de pressão, podendo-se considerar uma velocidade próximo de 4m/s, logo:

$$d_f = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi * 4}}$$

$$d_f = \sqrt{\frac{4 * 0,00701m^3/s}{\pi * 4}}$$

$$d_f = 47,237 \text{ mm}$$

$$d_f = 47,24 \text{ mm}$$

11.1 Método para o desenho da voluta

Marca-se o ponto A da circunferência de entrada, o ponto B da de saída (arbitrariamente) e as retas AA' e BB' formando com os raios que passam por A e B os ângulos β_1 e β_2 , respectivamente.

A partir do ponto A, traça-se AC, normal a AA', formando um ângulo β_1 em E. Por B, traça-se a reta BF normal a BB'.

Marca-se, arbitrariamente, sobre a reta AA', partindo de A, um segmento $\rho_1 = A0_1$ maior que AE e menor que EB.

Partindo de 0_1 , e com raio $\rho_1 = 0_1A$, traça-se uma circunferência, da qual um arco que se inicia em A constituirá parte da curva procurada.

Partindo de B, fazendo uso do raio ρ_1 , corta-se a reta BB' em G.

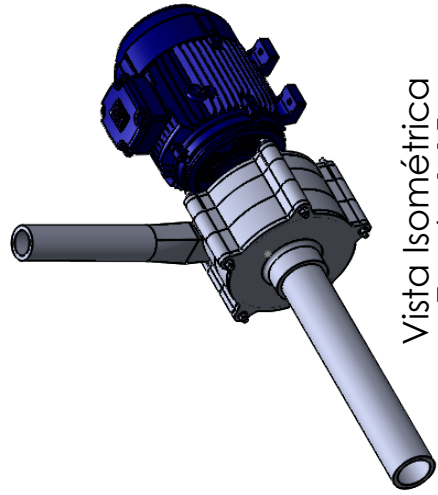
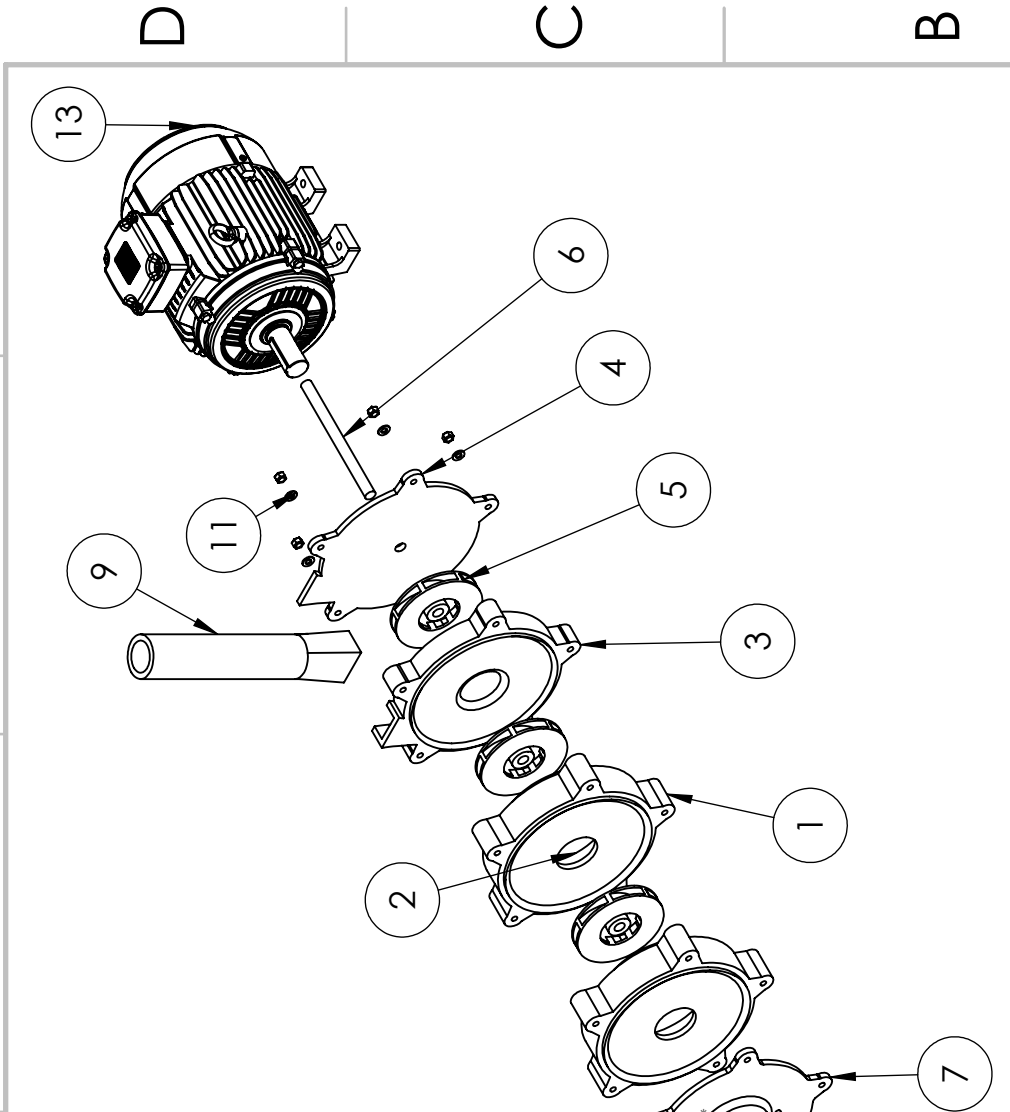
Partindo de G, com raio ρ_1 , corta-se a circunferência que fora primeiramente traçada com raio ρ_1 , nos pontos H e I. Então liga-se H a I por uma reta, que determinará o ponto O_2 sobre a reta BB' .

Com centro em O_2 e raio $\rho_1 = O_2B$, traça-se um arco, partindo de B até encontrar o arco primeiramente traçado. O ponto J de concordância, que se acha no prolongamento da reta que liga O_2 a O_1 , admite uma tangente comum às duas curvas.

APÊNDICE B – Desenhos Técnicos dos elementos que compõem a bomba.

6 5 4 3 2 1

Número	Descrição	QTD (UND)
1	Voluta 1	2
2	Conduto Voluta 1	2
3	Voluta 2	1
4	Tampa voluta 2	1
5	Impelidor	3
6	Eixo	1
7	Coletor	1
8	Tubulação Entrada	1
9	Tubulação Saída	1
10	Parafuso	5
11	Rosca 10d 2e	5
12	Porca 10d 10c	5
13	Motor	1



Vista Isométrica
Escala 1:15

	Nome	Rickson Santos	Data	13/12/2022	Desenho: Bomba Centrífuga de três estágios modular
	Desenhado:	Jarmeson Bandeira	13/12/2022		
	Revisado:	Jarmeson Bandeira	13/12/2022		
Folha:		Quantidade:		MATERIAL:	
Massa:					
Notas: 1. DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRÁRIAS; 2. VISTAS DE DESENHO DISTRIBUÍDAS CONFORME 1º DIEDRO.					
Escala:		1:12			

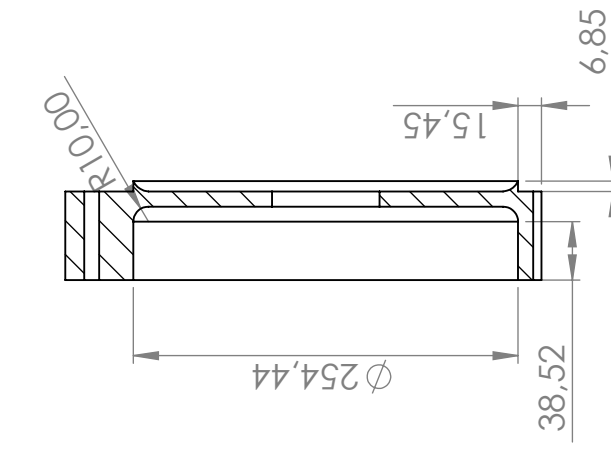
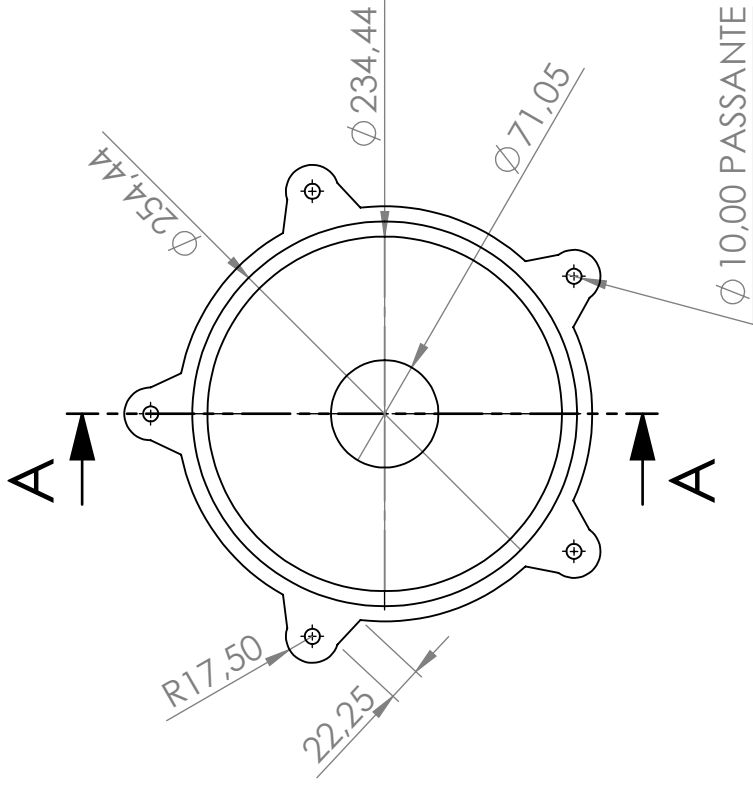
6 5 4 3 2 1

D

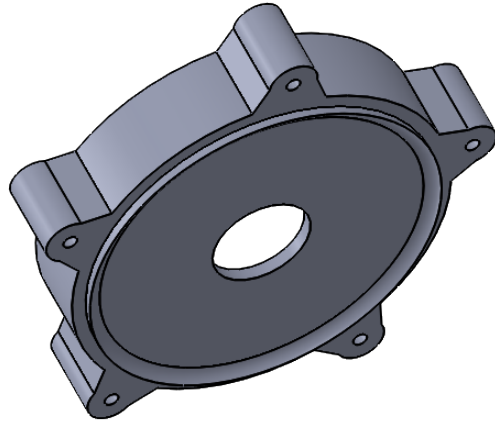
C

B

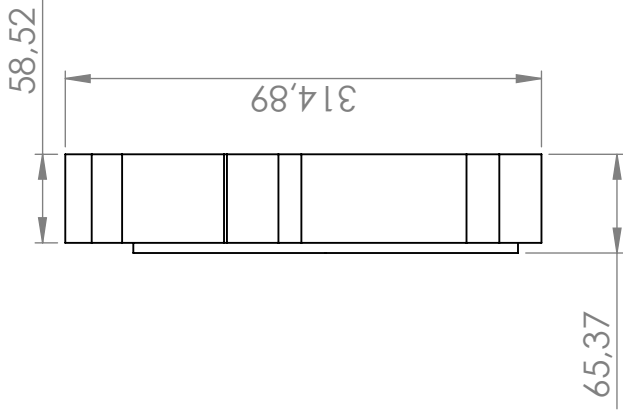
A



SEÇÃO A-A



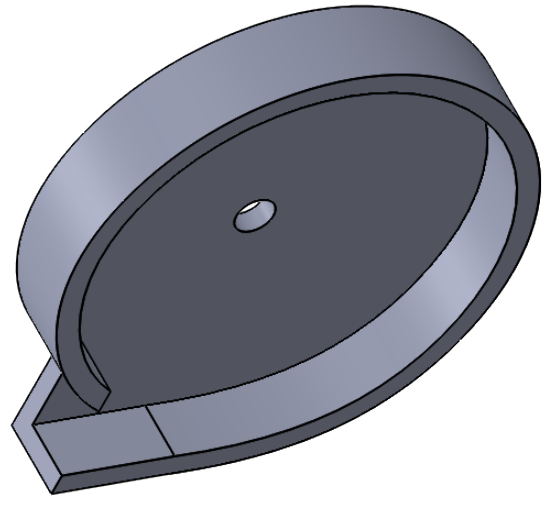
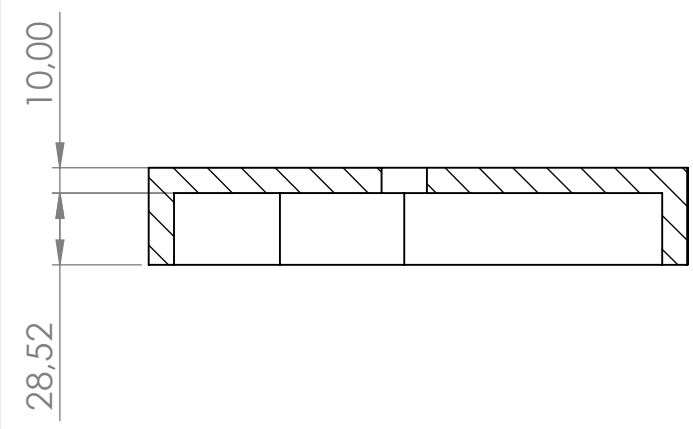
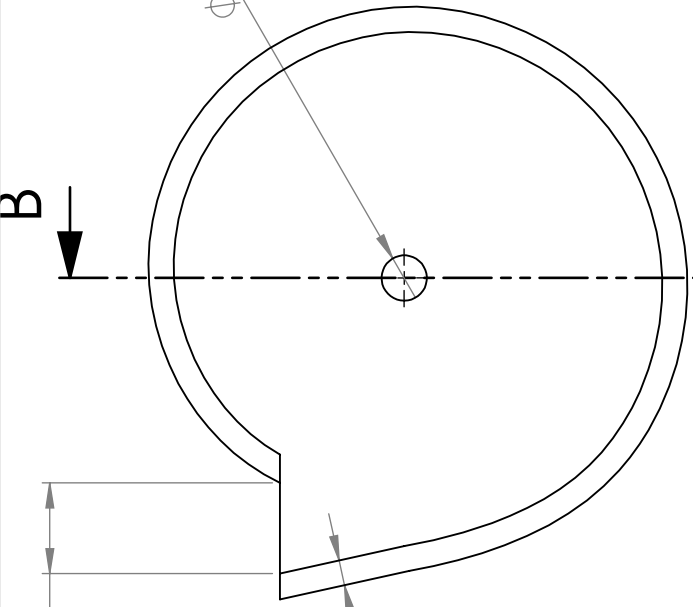
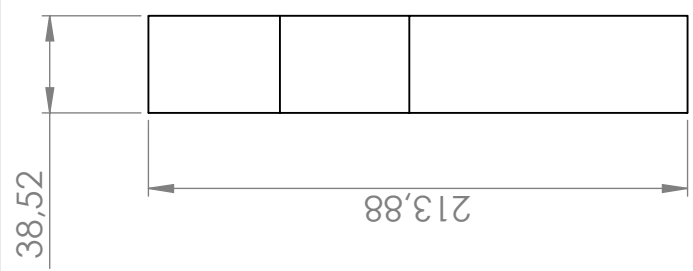
Vista Isométrica



	Desenhado:	Rickson Santos	Data	13/12/2022	Desenho: Voluta 1
	Revisado:	Jarmeson Bandeira		13/12/2022	
	Aprovado:	Jarmeson Bandeira		13/12/2022	
Folha:	Quantidade:				MATERIAL:
Notas:	Massa:				
1. DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRÁRIAS; 2. VISTAS DE DESENHO DISTRIBUÍDAS CONFORME 1º DIEDRO.					
Escala:					1:5

6 5 4 3 2 1

D C B A



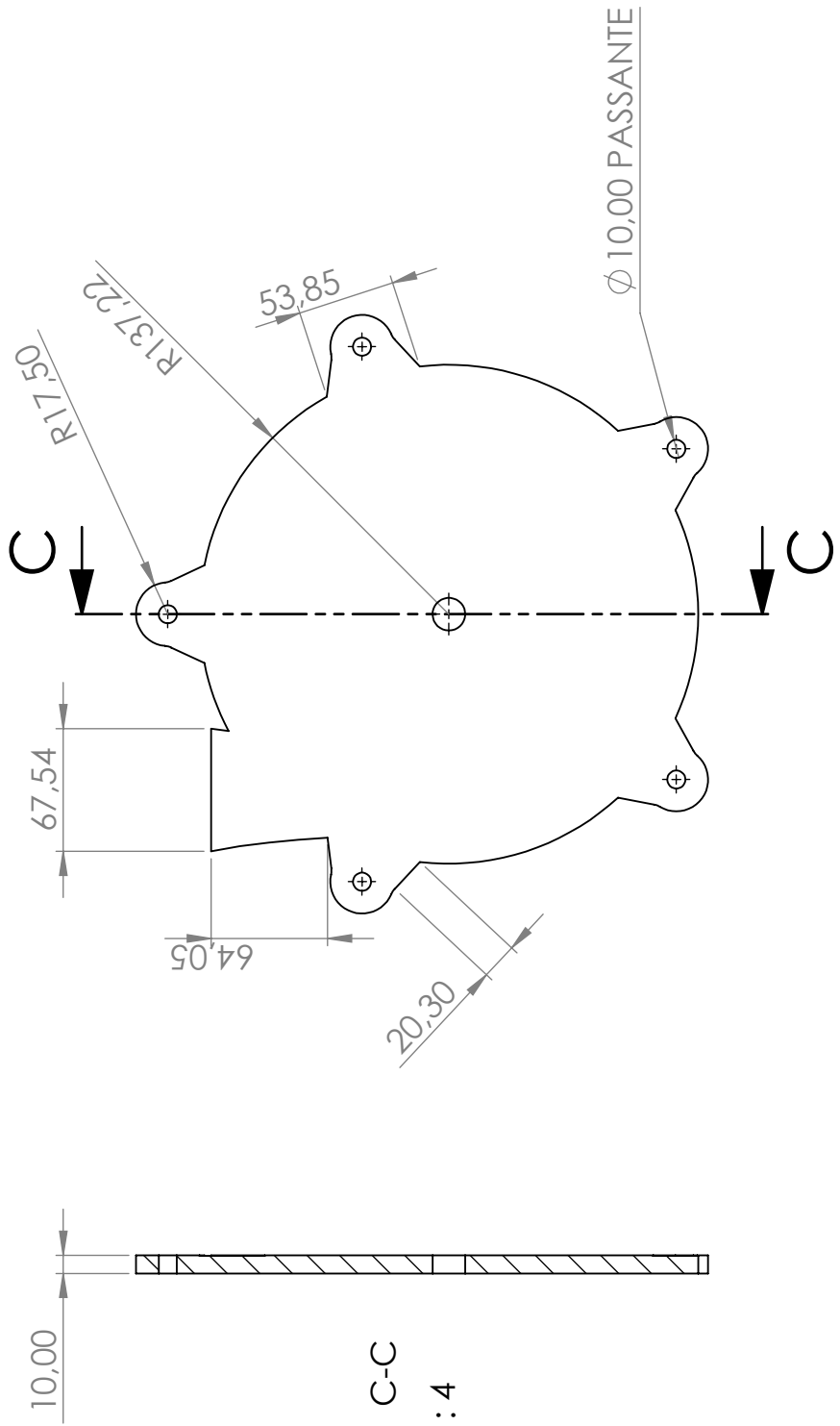
Vista Isométrica
Escala 1:3

SEÇÃO B-B
ESCALA 1:3

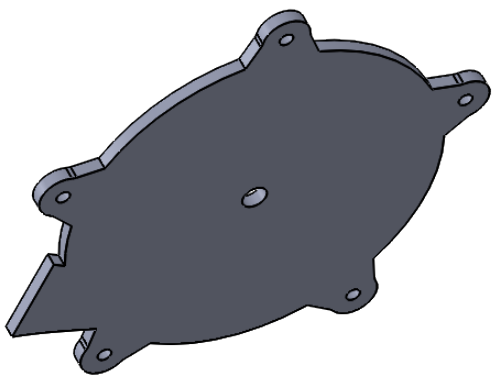
O arco compreende uma geometria variável, descrita no Apêndice A

	Desenhado:	Rickson Santos	Data	13/12/2022	Desenho: Conduto Voluta 1
	Revisado:	Jarmeson Bandeira		13/12/2022	
	Aprovado:	Jarmeson Bandeira		13/12/2022	
Folha:	Quantidade:		MATERIAL:		
Notas:		Massa:		Escala: 1:5	
1. DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRÁRIAS; 2. VISTAS DE DESENHO DISTRIBUÍDAS CONFORME 1º DIEDRO.					

6 5 4 3 2 1



SEÇÃO C-C
ESCALA 1:4



Vista Isométrica
Escala 1:5

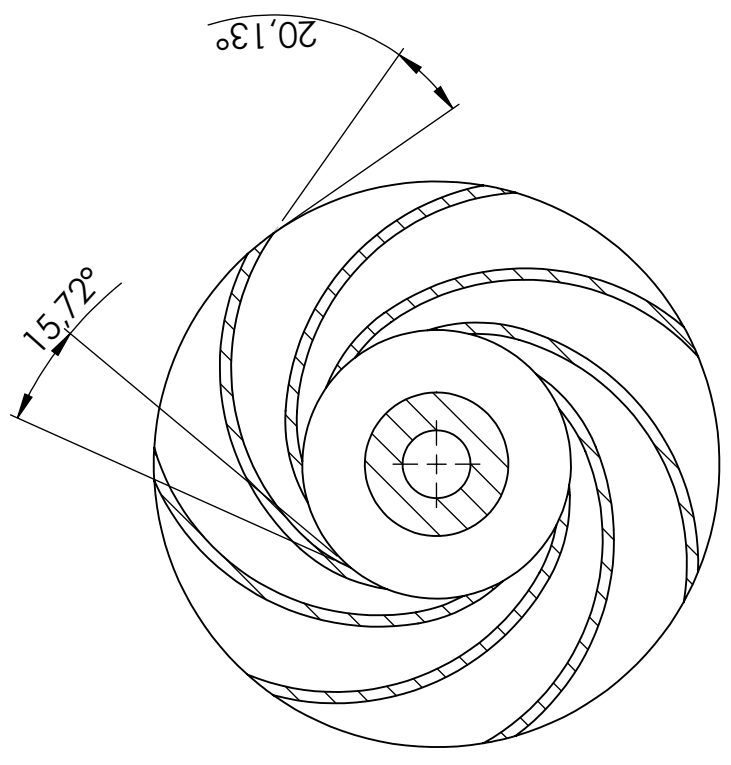
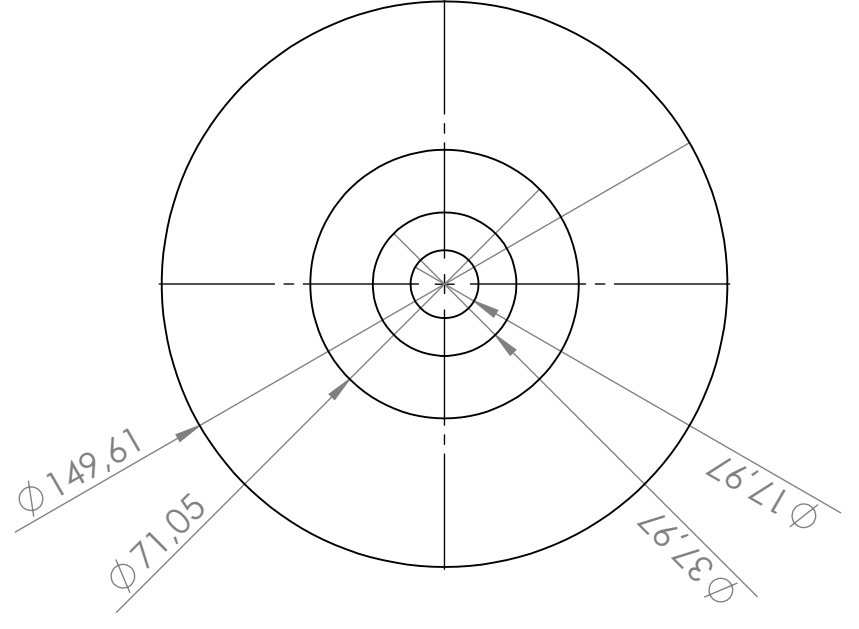
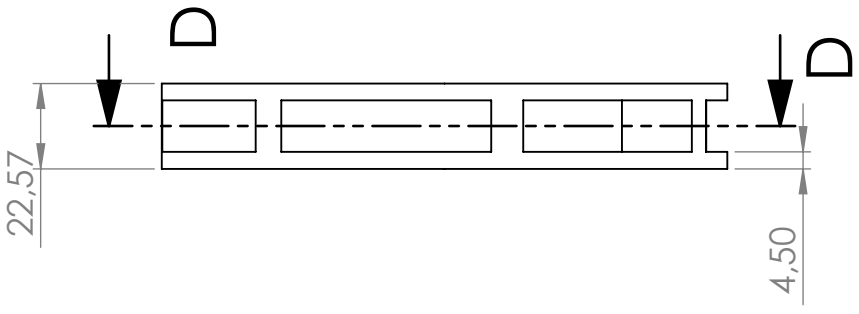
	Nome	Rickson Santos	Data	13/12/2022	Desenho: Tampa Voluta 2
	Desenhado:	Jarmeson Bandeira	Revisado:	13/12/2022	
	Aprovado:	Jarmeson Bandeira	Aprovado:	13/12/2022	
Folha:	Quantidade:				MATERIAL:
Notas:	Massa:				
1. DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRÁRIAS; 2. VISTAS DE DESENHO DISTRIBUÍDAS CONFORME 1º DIEDRO.					
Escala:				1:4	

6 5 4 3 2 1

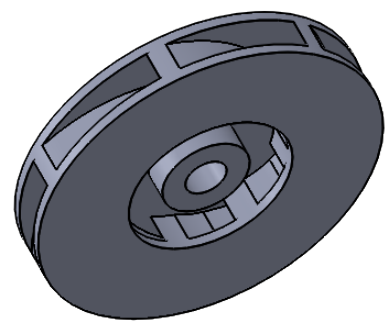
D C B A

D C B A

6 5 4 3 2 1



SEÇÃO D-D



Vista Isométrica
Escala 1:3



Desenhado:	Nome	Data	Desenho:
Revisado:	Rickson Santos	13/12/2022	Impelidor
Aprovado:	Jarmeson Bandeira	13/12/2022	
	Jarmeson Bandeira	13/12/2022	

Folha:

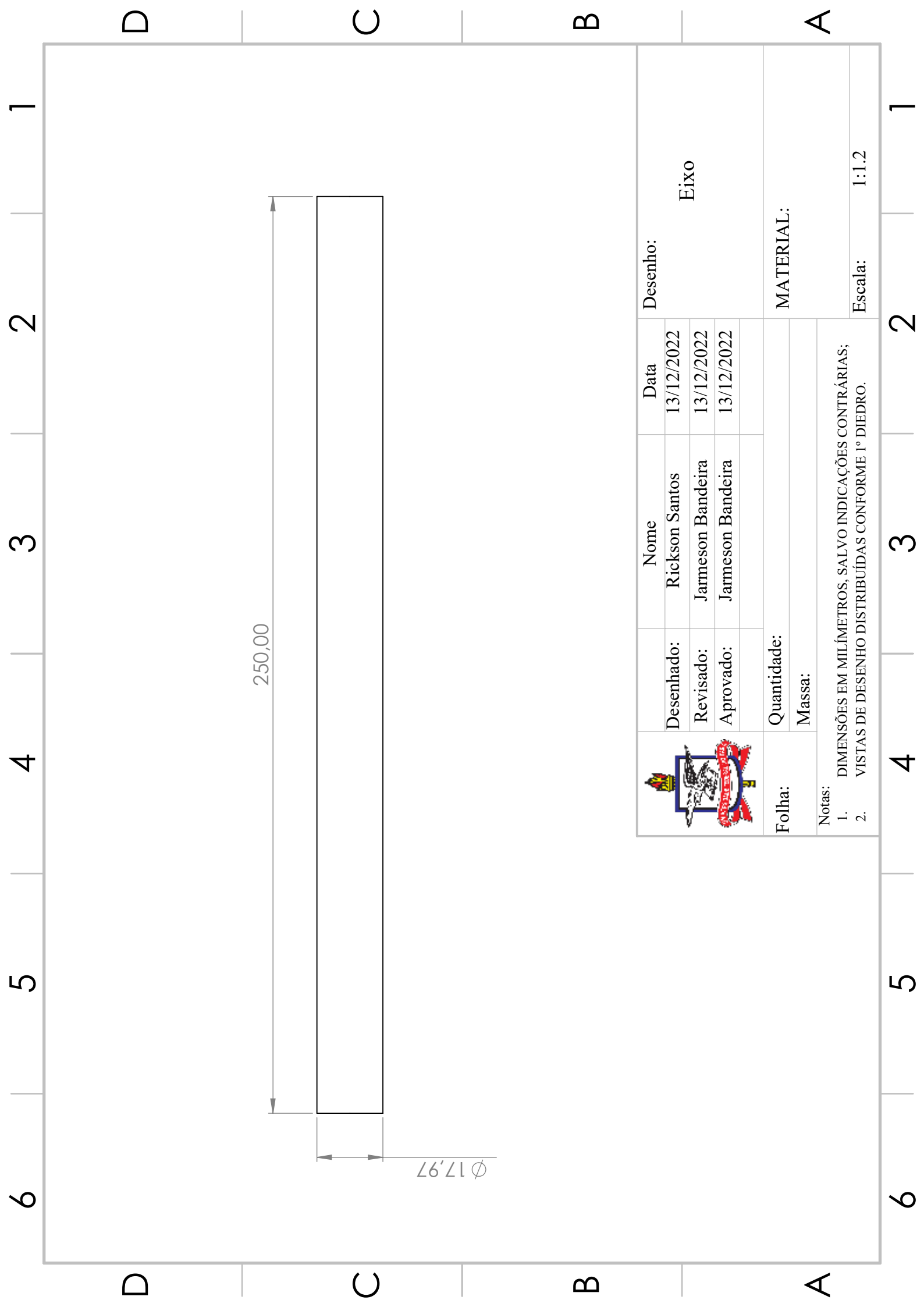
Quantidade:

Massa:

MATERIAL:

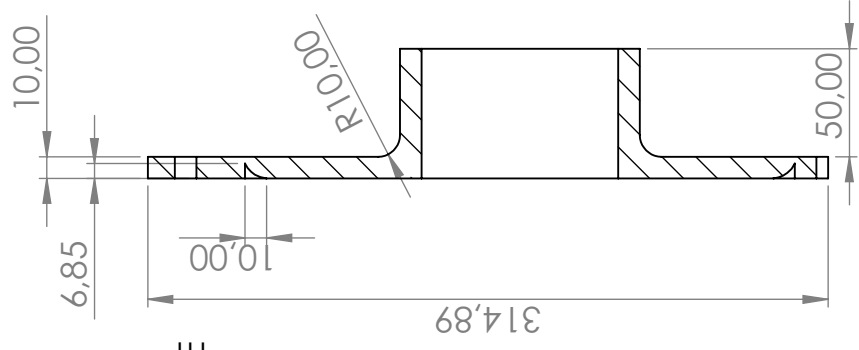
- Notas:
1. DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRÁRIAS;
 2. VISTAS DE DESENHO DISTRIBUÍDAS CONFORME 1º DIEDRO.

Escala: 1:2

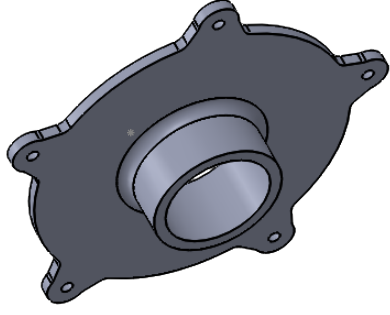
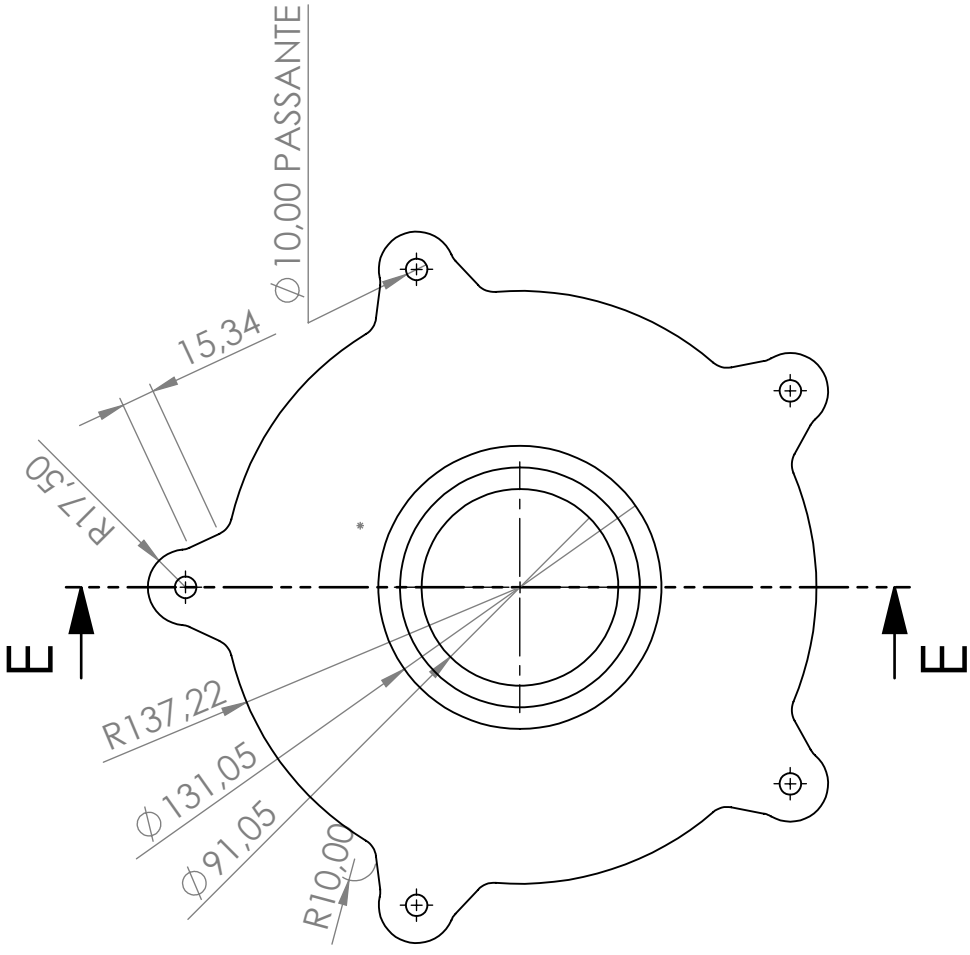


6 5 4 3 2 1

D C B A



SEÇÃO E-E
ESCALA 1:3.5



Vista Isométrica
Escala 1:6

	Desenhado:	Rickson Santos	Data	13/12/2022	Desenho:	Coletor
	Revisado:	Jarmeson Bandeira		13/12/2022		
	Aprovado:	Jarmeson Bandeira		13/12/2022		
Folha:	Quantidade:		MATERIAL:			
Notas:	Massa:					
1. DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRÁRIAS; 2. VISTAS DE DESENHO DISTRIBUÍDAS CONFORME 1º DIEDRO.						
					Escala:	1:3.5

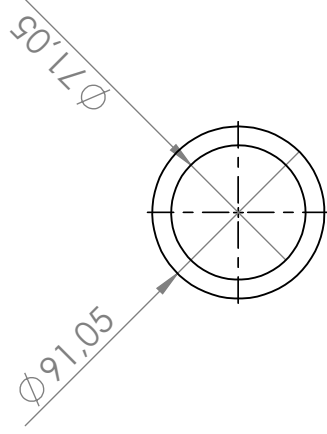
6 5 4 3 2 1

D

C

B

A



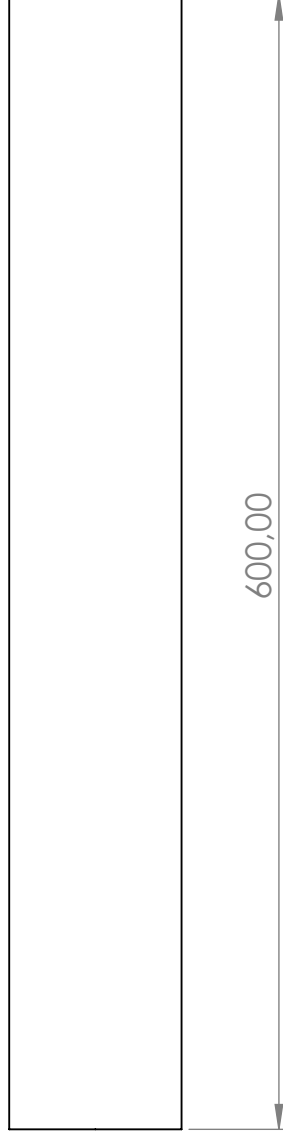
600,00

D

C

B

A



Folha:

Massa:

Notas:

1. DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRÁRIAS;
2. VISTAS DE DESENHO DISTRIBUÍDAS CONFORME 1º DIEDRO.

Desenhado:

Rickson Santos

Data

13/12/2022

Revisado:

Jarmeson Bandeira

13/12/2022

Aprovado:

Jarmeson Bandeira

13/12/2022

Desenho:

Tubulação Entrada

MATERIAL:

Escala: 1:4

D

C

B

A

6

5

4

3

2

1

D

C

B

A

D

C

B

A

D

C

B

A

D

C

B

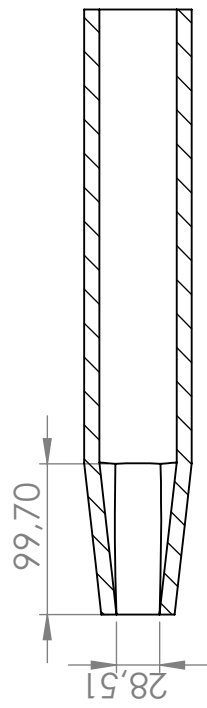
A

D

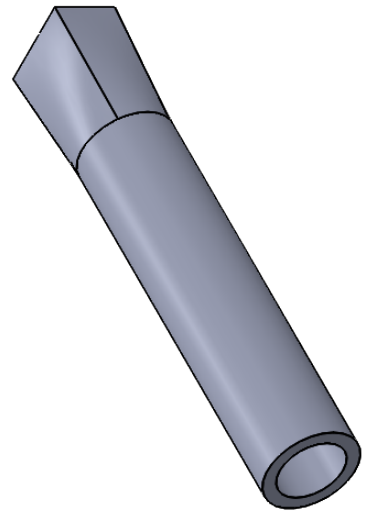
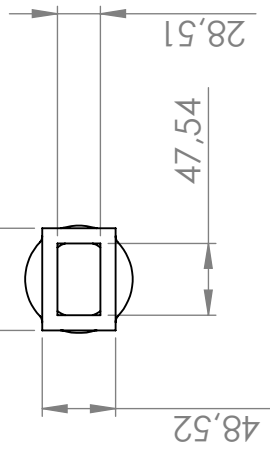
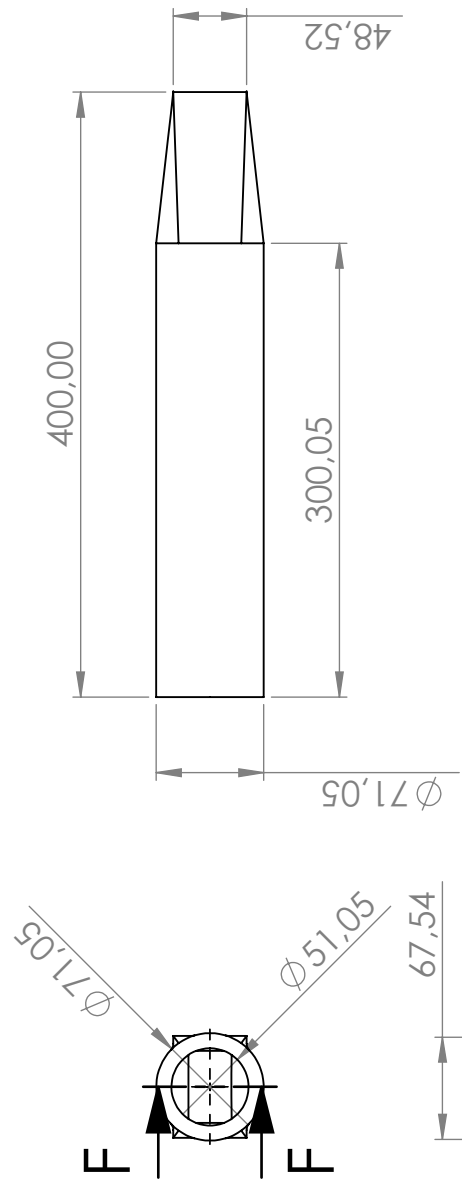
C

B

A



SEÇÃO F-F



Vista Isométrica
Escala 1:5



Desenhado: Rickson Santos Revisado: Jarmeson Bandeira Aprovado: Jarmeson Bandeira	Nome	Rickson Santos	Data	13/12/2022	Desenho: Tubulação Saída
	Revisado:	Jarmeson Bandeira	Data	13/12/2022	
	Aprovado:	Jarmeson Bandeira	Data	13/12/2022	
Folha: Notas: 1. DIMENSÕES EM MILÍMETROS, SALVO INDICAÇÕES CONTRÁRIAS; 2. VISTAS DE DESENHO DISTRIBUÍDAS CONFORME 1º DIEDRO.	Quantidade:		MATERIAL:		
	Massa:		Escala: 1:5		

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1