

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS -
CAMPUS AVANÇADO ARCOS
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Biatriz Veloso da Silveira

PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE UM ROTOR RADIAL DE BOMBA CENTRÍFUGA

Arcos
2022

BIATRIZ VELOSO DA SILVEIRA

PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE UM ROTOR RADIAL DE BOMBA CENTRÍFUGA

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais *Campus Arcos*, como requisito parcial para aprovação na disciplina Trabalho Acadêmico Integrador X e obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Francisco de Souza Júnior

Arcos
2022



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SECRETARIA DE EDUCAÇÃO PROFISSIONAL E TECNOLÓGICA
INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS
Campus Avançado Arcos
Diretoria de Ensino
Docentes Área Técnica
Av. Juscelino Kubitschek, 485 - Bairro Brasília - CEP 35588000 - Arcos - MG
3733515173 - www.ifmg.edu.br

ATA DE DEFESA DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DO CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA DO IFMG - ARCOS, REALIZADA EM 21 DE NOVEMBRO DE 2022

Aos vinte e um dias de novembro de dois mil e vinte e dois, às 13:42 horas, se reuniu a banca composta pelo Prof. Dr. Francisco de Sousa Júnior (orientador), Instituto Federal de Minas Gerais – Campus Arcos; Prof. Maurício Lourenço Jorge, Instituto Federal de Minas Gerais – Campus Arcos e o Prof. Dr. Reginaldo Gonçalves Leão Júnior, Instituto Federal de Minas Gerais – Campus Arcos; para avaliar o trabalho intitulado “**PRÉ-DIMENSIONAMENTO DE UM ROTOR RADIAL DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA**”, apresentado pela aluna Biatriz Veloso da Silveira, como parte dos requisitos para obtenção do Título de Engenheiro Mecânico. Após apresentação e arguição, emitiu-se o parecer “**APROVADO**”, sendo a verificação das modificações sugeridas de responsabilidade do orientador. Para fins de registro na disciplina Trabalho Acadêmico Integrador X, a banca avaliadora emitiu, em consenso, o conceito final de **90,0**. Nada mais havendo a tratar a defesa foi encerrada às 14:35 e eu, Francisco de Sousa Júnior, lavrei a presente ata que, após lida e aprovada, foi assinada por todos os avaliadores.

Arcos, 06 de dezembro de 2022.



Documento assinado eletronicamente por **Francisco de Sousa Junior, Professor**, em 06/12/2022, às 09:58, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **Reginaldo Goncalves Leao Junior, Professor**, em 06/12/2022, às 10:00, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **Mauricio Lourenco Jorge, Professor**, em 06/12/2022, às 10:17, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



A autenticidade do documento pode ser conferida no site <https://sei.ifmg.edu.br/consultadocs> informando o código verificador **1398484** e o código CRC **3258C1F7**.

Catálogo na Fonte Biblioteca IFMG - *Campus Avançado Arcos*

S586e
2022

Silveira, Biatriz Veloso da.

Pré-dimensionamento de um rotor radial de bomba centrífuga / Biatriz Veloso da Silveira. - Arcos, 2022.

92 f. : il. color.

Orientador: Francisco de Souza Júnior.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica.) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais - *Campus Avançado Arcos*.

1. Bomba centrífuga. 2. Rotores radiais. I. Souza Júnior, Francisco de (orientador). II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais – *Campus Avançado Arcos*. III. Título.

CDD: 620.1

Elaborada por Meriely Ferreira de Almeida- CRB-6/2960

AGRADECIMENTOS

Sou grata a Deus pelo dom da vida e por ter me dado saúde e sabedoria, por trilhar meus passos para que eu pudesse superar todas as dificuldades ao longo do curso.

As minhas amadas filhas, Isis (*in memoriam*) que me ensinou lições valiosas sobre a vida, e Mariah que é por quem que eu nunca desisti. A vocês, todo meu amor e minha gratidão.

Ao meu querido marido Enio, que me incentivou em momentos difíceis e compreendeu a minha ausência enquanto eu me dedicava à realização desse trabalho.

Agradeço a minha família, minha mãe Silvana e meu pai Eigue que sempre me incentivaram e financiaram meus estudos permitindo que eu chegasse até aqui. A minhas irmãs Maria Eduarda e Gabriela que sempre me forneceram todo o apoio necessário nessa trajetória.

Aos meus queridos tios, primos, avós e amigos, que contribuíram de forma direta e indireta para a minha formação.

Agradeço a esta universidade, a direção, ao corpo docente e administração que foram essenciais para que eu pudesse me tornar um profissional de excelência. Em especial, minha eterna gratidão ao meu orientador Prof. Dr. Francisco de Sousa Júnior que me acompanhou pontualmente durante a realização desse trabalho. Muito obrigada a você, que através de sua sabedoria me deu todo o suporte necessário para a conclusão desse projeto.

Por fim, meu agradecimento a todas as pessoas que estão na minha vida, mesmo as que ficaram pouco tempo, vocês de alguma forma contribuíram para que eu traçasse meu caminho até aqui.

“Aprender é a única coisa que a mente
nunca esgota, nunca teme e nunca se arrepende“
(Leonardo da Vinci)

RESUMO

Devido à importância da utilização de bombas centrífugas e suas aplicações, seja em plantas industriais ou para contribuir com o abastecimento de água da população, por exemplo, se faz relevante o estudo desse tipo de equipamento. O presente trabalho tem como objetivo caracterizar a bomba centrífuga através de bibliografias na área de Máquinas de Fluxo, apresentar de forma detalhada o roteiro dos cálculos de pré-dimensionamento do rotor segundo a metodologia do projetista *Macintyre*, assim como os conceitos que regem o dimensionamento de um rotor radial. O dimensionamento de um rotor se faz importante pois ele está fortemente vinculado à eficiência do equipamento, assim como na determinação de sua vida útil. A fim de pré-dimensionar um rotor radial para bomba centrífuga, foi desenvolvido um algoritmo básico em linguagem de programação *Python* para o processamento do roteiro de cálculos de forma prática e objetiva. Em seguida, foi feita uma validação de resultados com uma comparação entre os resultados obtidos e os resultados calculados segundo a metodologia do projetista *Henn*. O resultado é apresentado por meio da execução da modelagem 3D do rotor com o *software AutoCad*, utilizando das respostas obtidas pelos cálculos.

Palavras-chave: Bomba centrífuga, dimensionamento, rotores radiais.

ABSTRACT

Due to the importance of using centrifugal pumps and their applications, whether in industrial plants or to contribute to the population's water supply, for example, the study of this type of equipment is relevant. The objective of this work is to characterize the centrifugal pump through bibliographies in the area of Flow Machines, to present in detail the script for calculating the pre-dimensioning of the rotor according to the methodology of the designer *Macintyre*, as well as the concepts that govern the sizing of a radial rotor. The sizing of a rotor is important because it is strongly linked to the efficiency of the equipment, as well as in determining its useful life. In order to pre-dimension a radial rotor for a centrifugal pump, a basic algorithm was developed in the *Python* programming language to process the calculation script in a practical and objective way. Then, a validation of results was carried out with a comparison between the results obtained and the results calculated according to the methodology of the designer *Henn*. The result is presented through the execution of a 3D modeling of the rotor with *AutoCad* software, using the answers obtained by the calculations.

Key words: Centrifugal pump, sizing, radial impellers.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Tipos de bombas	18
Figura 2 – Bomba centrífuga em corte.	19
Figura 3 – Representações artísticas da a) Roda de Noriá e b) Parafuso de Arquimedes	21
Figura 4 – Classificação das máquinas de fluido	22
Figura 5 – Campo de aplicação de bombas	25
Figura 6 – Funcionamento de uma bomba centrífuga	26
Figura 7 – Diagramas de velocidades em um rotor	28
Figura 8 – Triângulo de velocidades genérico	29
Figura 9 – Planos de projeção	29
Figura 10 – Formas do canal do rotor variando com o ângulo de inclinação das pás. . . .	30
Figura 11 – Campo de emprego dos tipos de rotores	33
Figura 12 – Representação longitudinal do croqui preliminar do rotor	35
Figura 13 – Triângulo de velocidades de entrada meridiana	36
Figura 14 – Representação do bordo de entrada das pás para os tipos de bombas	37
Figura 15 – Triângulo de velocidades à saída da pá do rotor	40
Figura 16 – Sequência do algoritmo	43
Figura 17 – Traçado das pás do rotor	51
Figura 18 – Vistas pás rotor	52
Figura 19 – Vistas carcaça do rotor	53
Figura 20 – Vistas do rotor	54
Figura 21 – Vista isométrica 3D rotor	55
Figura 22 – Fluxograma do algoritmo - Parte I	73
Figura 23 – Fluxograma do algoritmo - Parte II	74
Figura 24 – Fluxograma do algoritmo - Parte III	75
Figura 25 – Fluxograma do algoritmo - Parte IV	76
Figura 26 – Triângulo de velocidades para entrada do rotor radial variando o ângulo α . .	82
Figura 27 – Reprodução da entrada do rotor de uma bomba e seu desenvolvimento retilíneo.	85
Figura 28 – Representação dos cortes transversal e longitudinal do rotor de uma máquina geradora de fluxo radial	87
Figura 29 – Triângulo de velocidades para um ponto imediatamente antes da saída do rotor.	89
Figura 30 – Reprodução da superfície de saída do rotor de uma bomba.	90
Figura 31 – Triângulo de velocidades para um ponto imediatamente após a saída do rotor.	91
Figura 32 – Gráfico de comparação de resultados	92

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Classificação das turbobombas	32
Quadro 2 – Classificação construtiva adotada	44
Quadro 3 – Recomendações seguindo a metodologias das obras de <i>Mancintyre e Henn</i>	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Variação do fator $k_{v'_1}$	37
Tabela 2 – Variação do coeficiente $k_{v_{m1}}$	38
Tabela 3 – Variação da quantidade de pás para alturas de elevação pequenas e médias	39
Tabela 4 – Variação da quantidade de pás para alturas de elevação grandes	39
Tabela 5 – Variação do coeficiente k_{u_2}	41
Tabela 6 – Variação do coeficiente $k_{v_{m2}}$	42
Tabela 7 – Condições de entrada do projeto	44
Tabela 8 – Dados de processamento dos cálculos	45
Tabela 9 – Valores pré-calculados no processamento do algoritmo	47
Tabela 10 – Resultados de saída do programa para o pré-dimensionamento do rotor de bomba centrífuga	48
Tabela 11 – Comparação de resultados entre as diferentes metodologia	49
Tabela 12 – Faixa de valores de n_{qA} para diferentes tipos de rotores	78

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

g - Aceleração da gravidade

a.C - Antes de Cristo

c.v. - Potência em cavalo vapor

gpm - Galões por minuto

Hz - Hertz

l - Litros

m - Metros

mca - Metros de coluna de água

rpm - Rotações por minuto

s - Segundos

LISTA DE SÍMBOLOS

b_1	Largura das pás no bordo de entrada do rotor
b_2	Largura das pás no bordo de saída do rotor
\vec{c}	Velocidade absoluta da corrente do fluido
d_e	Diâmetro do eixo
d_n	Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo
d_{m1}	Diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do roto
d_e	Diâmetro externo do rotor
d_1	Diâmetro de entrada do rotor
d'_1	Diâmetro da boca de entrada do rotor
d_2	Diâmetro de saída do rotor
d_{2ret}	Diâmetro de saída do rotor retificado
H'_e	Altura total de elevação simplificada
H_{man}	Altura manométrica
H_u	Altura útil de elevação
$k_{v'_1}$	Fator de velocidade média na entrada do rotor
$k_{v_{m1}}$	Fator de velocidade da componente meridiana na entrada do rotor
$k_{v_{m2}}$	Fator de velocidade da componente meridiana na saída do rotor
k_{u_2}	Fator de velocidade tangencial na saída do rotor
m^3	Metros cúbicos
N	Potência motriz
n	Rotações de acionamento
n_q	Número característico de rotações por minuto
n_s	velocidade de rotação específica real da bomba
P_c	Porcentagem de correção da descarga

P_m	Potência do motor
Q	Vazão de recalque
Q'	Vazão corrigida
S_1	Espessura das pás na entrada do rotor
t_1	Passo entre as pás
t_2	Passo circunferencial
\vec{u}	Velocidade tangencial/periférica do rotor;
u_1	Velocidade periférica no bordo de entrada do rotor
u_2	Velocidade periférica na saída do rotor
u_{2cor}	Velocidade periférica corrigida
v_{m1}	Velocidade meridiana na entrada do rotor
v_{m2}	Velocidade meridiana na saída do rotor
\vec{v}	Velocidade absoluta da corrente do fluido
\vec{w}	Velocidade relativa da corrente do fluido
w	Fator de variação do diâmetro d'_1 segundo n_s
x	Fator de aumento adotado para o rasgo da chaveta
y	Fator de aumento adotado para o uso da chaveta
α	Ângulo de formação com \vec{c} e \vec{u} em seus sentidos positivos;
β	Ângulo de formação com \vec{u} sentido negativo e \vec{w} positivo.
β_1	Inclinação do ângulo das pás à entrada do rotor
β_2	Inclinação do ângulo das pás à saída do rotor
ρ	Massa específica do fluido de trabalho
ϵ	Rendimento hidráulico
η	Rendimento total
σ_1	Obstrução devido à espessura das pás no bordo de entrada do rotor
σ_2	Obstrução devido à espessura das pás no bordo saída do rotor

ν_1	Coeficiente de contração no bordo de entrada do rotor
ν_2	Coeficiente de contração no bordo de saída do rotor
Φ	Coeficiente de descarga
Z	Número de pás
>	maior
<	menor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Objetivos	20
1.1.1	Objetivo geral	20
1.1.2	Objetivos específicos	20
1.2	Justificativa	20
2	REFERENCIAL TEÓRICO	21
2.1	Contexto Histórico	21
2.2	Máquinas de fluido	22
2.3	Máquinas de fluxo	22
2.4	Bombas dinâmicas	23
2.5	Bombas centrífugas	25
2.6	Conceitos fundamentais	26
2.6.1	Altura manométrica (H_{man})	26
2.6.2	Vazão de recalque (Q)	26
2.6.3	Rotações de acionamento (n)	27
2.6.4	Crítérios de definição da altura manométrica e vazão de recalque	27
2.7	Triângulo de velocidades	27
2.8	Projeção meridiana	29
2.9	Influência da forma das pás	30
3	METODOLOGIA	31
3.1	Roteiro de cálculo para pré-dimensionamento de rotor radial	31
3.1.1	Velocidade de rotação específica (n_s)	32
3.1.2	Número característico de rotações por minuto (n_q)	33
3.1.3	Definição do número de estágios (i)	34
3.1.4	Correção da descarga (Q')	34
3.1.5	Potência motriz do rotor (N)	34
3.1.6	Croqui preliminar do rotor	35
3.1.7	Rendimento hidráulico (ϵ)	35
3.1.8	Diâmetro de eixo (d_e)	36
3.1.9	Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (d_n)	36
3.1.10	Grandezas à entrada do rotor	36
3.1.10.1	Velocidade média na boca de entrada do rotor (v'_1)	36
3.1.10.2	Diâmetro da boca de entrada do rotor (d'_1)	37
3.1.10.3	Diâmetro médio da superfície de revolução gerado pela rotação das pás do rotor (d_{m1})	37
3.1.10.4	Velocidade meridiana na entrada do rotor (v_{m1})	38

3.1.10.5	Velocidade periférica no bordo de entrada (u_1)	38
3.1.10.6	Ângulo das pás à entrada do rotor (β_1)	38
3.1.10.7	Número de pás (Z)	38
3.1.10.8	Obstrução devido à espessura das pás (σ_1)	39
3.1.10.9	Largura das pás no bordo de entrada do rotor (b_1)	39
3.1.11	Grandezas à saída do rotor	40
3.1.11.1	Velocidade periférica no bordo de saída do rotor (u_2)	40
3.1.11.2	Diâmetro de saída (d_2)	41
3.1.11.3	Energia a ser cedida às pás (H_e)	41
3.1.11.4	Velocidade meridiana na saída (v_{m2})	42
3.1.11.5	Ângulo da saída das pás do rotor (β_2)	42
3.1.11.6	Velocidade periférica na saída do rotor corrigida (u_{2cor}), levando em conta o desvio angular	42
3.1.11.7	Valor retificado do diâmetro de saída do rotor (d_{2ret})	42
3.1.11.8	Largura das pás no bordo de saída do rotor (b_2)	42
3.2	Construção do algoritmo de cálculo utilizando o software Python	43
3.2.1	Dados de entrada do projeto	44
3.2.2	Condições de processamento dos cálculos	44
3.3	Traçado das pás e construção do modelo do rotor	45
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	47
4.1	Validação de resultados	49
4.2	Modelagem do rotor	51
5	CONCLUSÃO	56
	Referências	57
	APÊNDICE A – FÓRMULAS PARA OS CÁLCULOS DO ROTEIRO DE DIMENSIONAMENTO	58
	APÊNDICE B – CÓDIGO FONTE	67
	APÊNDICE C – FLUXOGRAMA DO ALGORÍTIMO	73
	APÊNDICE D – VERIFICAÇÃO DE RESULTADOS SEGUNDO METODOLOGIA DE HENN	77
D.1	Definição do tipo de rotor	77
D.2	Rendimento hidráulico	78
D.3	Cálculo da potência no eixo	78
D.4	Cálculo do diâmetro do eixo	79

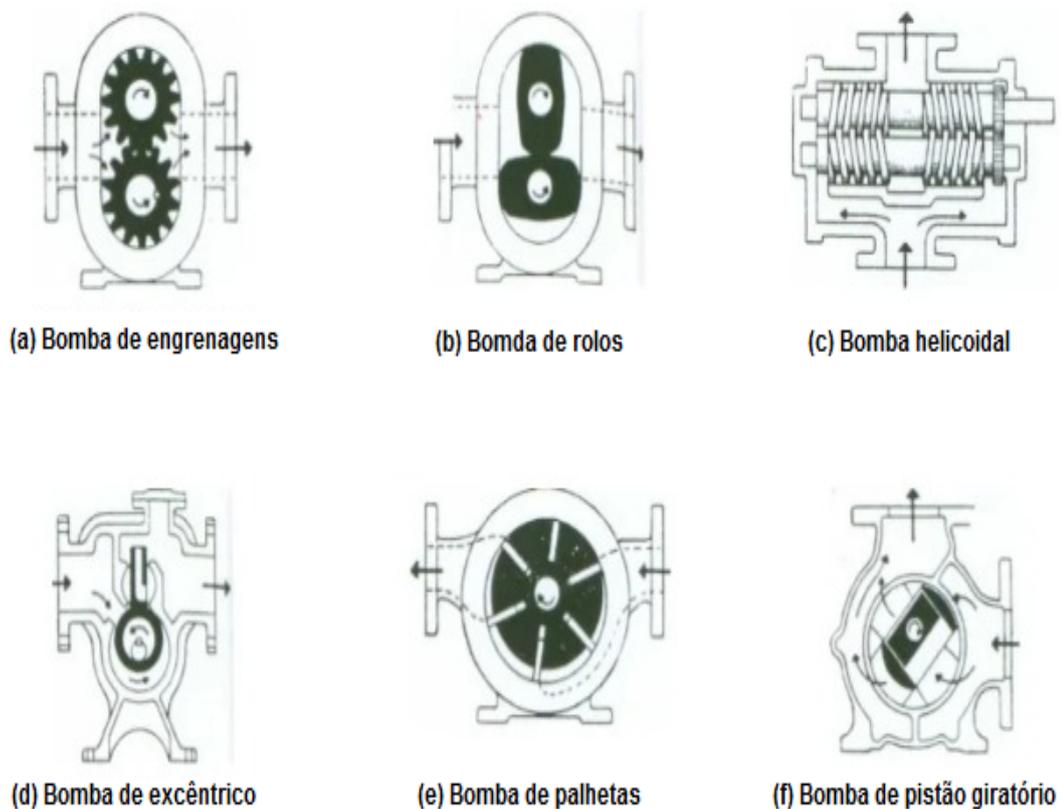
D.4.1	Fixação do diâmetro cubo	79
D.5	Cálculo da velocidade na boca de admissão ou sucção	79
D.6	Determinação do diâmetro da boca de sucção	80
D.7	Cálculo provisório do diâmetro de saída do rotor	80
D.8	Cálculo do diâmetro de entrada do rotor	81
D.9	Cálculo da largura na entrada do rotor	81
D.10	Cálculo provisório do ângulo de inclinação das pás na entrada	82
D.11	Cálculo do número de pás do rotor	83
D.12	Fixação da velocidade meridiana de saída	84
D.13	Cálculo provisório da largura de saída do rotor	84
D.14	Fixação da espessura das pás	84
D.15	Correção do ângulo das pás na entrada do rotor	85
D.16	Cálculo do salto energético específico ideal	86
D.17	Correção da velocidade tangencial na saída do rotor	88
D.18	Cálculo definitivo do diâmetro e da largura de saída do rotor	89
D.19	Triângulo de velocidade na saída do rotor	90
	APÊNDICE E – GRÁFICO DE COMPARAÇÃO DE RESULTADOS .	92

1 INTRODUÇÃO

Desde as épocas mais remotas, os seres humanos buscam maneiras de controlar e utilizar elementos da natureza como meio de garantir sua própria sobrevivência. Devido à necessidade de suprir a demanda de povoados e fornecer água para a agricultura, considerando a insuficiência de sua própria força, o homem desenvolveu meios de automatizar o transporte de água e aproveitar a energia armazenada desse fluido (VERDE, 2008).

Com o passar dos anos, os processos de transporte e utilização de energia de fluidos foram mecanizados para atender o aumento da população e a demanda de plantas industriais, o que acabou gerando vários benefícios e conforto a vida moderna. Um dos equipamentos mais importantes que surgiram através da evolução da mecanização de transporte hidráulico foram as bombas. Com ela hoje é possível obter saneamento básico levando água potável a qualquer lugar e coletando esgoto até as estações tratamento de efluentes. Porém as bombas, nos seus mais variados modelos, podem transportar mais do que apenas água, elas são utilizadas no transporte de líquidos de várias densidades como óleos, tintas, xaropes, sucos; e por fim, podem ser utilizadas para o transporte de mistura em suspensão como lamas, esgoto e pastas.

Figura 1 – Tipos de bombas



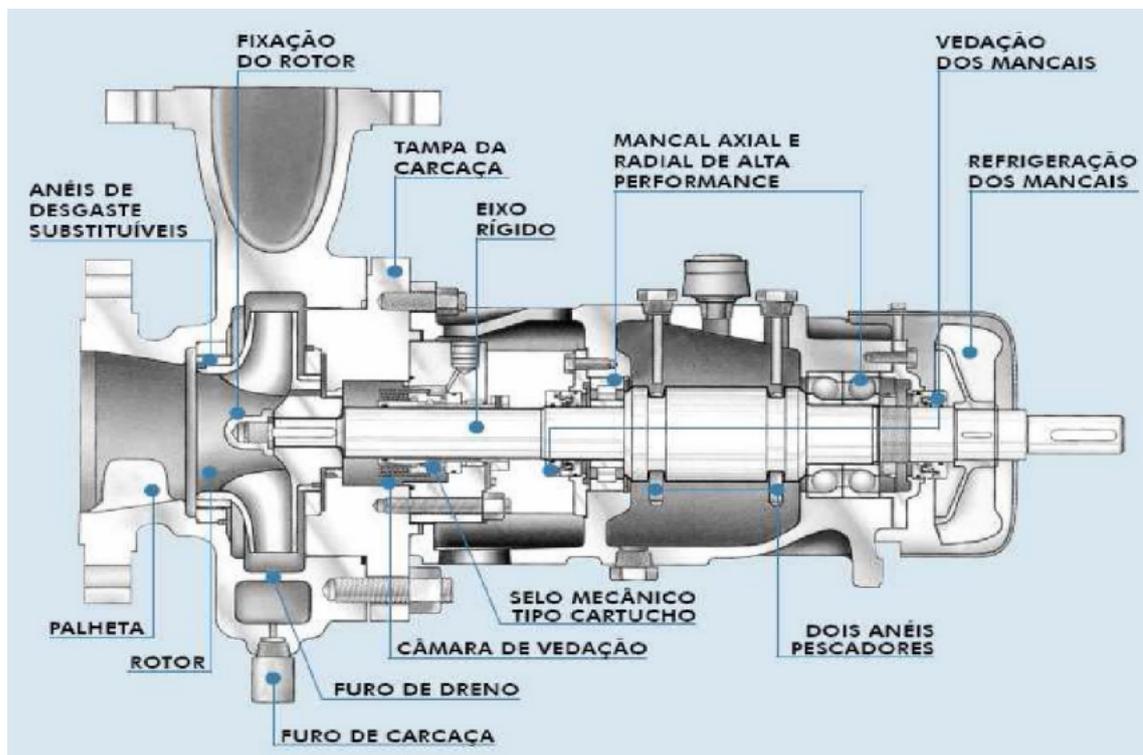
Fonte: Adaptado de Macintyre (2013)

Existem vários tipos de bombas no mercado, variando de acordo com o fluido de trabalho e sua vazão. O modelo de bomba mais utilizado é a bomba centrífuga devido a sua

maior aplicabilidade, a sua fácil construção e manutenção. Ela é empregada em diversas áreas como abastecimento de água, indústrias petroquímicas e químicas, sistemas de refrigeração de ar condicionado, drenagem, circulação de óleos térmicos, entre outros.

Uma bomba é caracterizada por dispor de três partes fundamentais para seu bom funcionamento, sendo a carcaça o eixo e o dispositivo rotatório dotado de pás, chamado de rotor, impulsor ou impelidor. Esse rotor efetua sobre o fluido forças que geram nele uma aceleração, transformando então o trabalho mecânico em energia cinética para fluido. Especificamente nas bombas centrífugas o fluido entra no rotor paralelamente ao eixo, sendo conduzido pelas pás para a periferia. A carcaça cobre o rotor e direciona o fluido do seu bocal de entrada até seu bocal de saída para a tubulação de recalque. Já o eixo atravessa a carcaça e é acoplado ao rotor, onde ocorre a transmissão de força gerando o movimento rotativo do motor (MACINTYRE, 2013).

Figura 2 – Bomba centrífuga em corte.



Fonte: Gouvea (2008)

As bombas vem evoluindo desde épocas muito remotas, mas nessa época tal evolução ocorreu de forma empírica sem nenhum ou pouco estudo. No entanto, vale ressaltar que para se obter um bom desempenho é preciso um melhor entendimento analítico em operações básicas assim como um bom conhecimento nos princípios comuns que descrevem seu funcionamento. Tendo em vista o quanto as bombas centrífugas são essenciais e em busca de um maior conhecimento sobre esse equipamento este trabalho propõe realizar um pré-projeto de um rotor radial de bomba centrífuga, através da elaboração de um roteiro para a definição dimensional de suas características utilizando parâmetros construtivos e características de condições de funcionamento da bomba pré-definidos.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Pré-dimensionar um rotor de uma bomba centrífuga.

1.1.2 Objetivos específicos

- Revisar a bibliografia sobre Máquinas de Fluido.
- Realizar o cálculo da geometria do rotor radial de uma bomba centrífuga em formato computacional utilizando um algoritmo de linguagem *Python*.
- Validar os resultados calculados.
- Elaborar o traçado das pás.
- Construir o desenho do rotor através do *software AutoCad*.

1.2 Justificativa

Atualmente as bombas centrífugas apresentam grande relevância no cotidiano da população atuando no abastecimento de água e na coleta de esgoto. As bombas centrífugas também possuem um papel crucial no setor industrial químico, onde são altamente utilizadas para o transporte de fluidos, tornando esse tipo de atividade mais simples e fácil de ser executado. Tendo em vista o quanto as bombas centrífugas são fundamentais para o homem, e em busca de um maior entendimento analítico em operações básicas de dimensionamento e conceitos que caracterizam seu funcionamento, este trabalho traz o pré-dimensionamento de um rotor radial a fim de agilizar o projeto de uma bomba centrífuga. O dimensionamento adequado do rotor de uma bomba é essencial para que haja a garantia de uma boa eficiência desse equipamento.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Contexto Histórico

Desde os primórdios até hoje a utilização de água para diversos segmentos tem sido gerado grande desenvolvimento para a humanidade. A primeira grande razão que motivou o homem a buscar meios de mecanização do transporte de água foi a agricultura. A criação de dispositivos que utilizavam da energia armazenada nos fluidos teve início no ano de 200 a.C. com as rodas d'água que eram capazes de transformar a energia útil da água em energia mecânica para moagem de grãos (FRIZZO et al., 2019).

Por volta de 1000 a.C., foi desenvolvida a roda de Noriá, um dos primeiros dispositivos de elevação de água que possibilitava o seu deslocamento para grandes distâncias. A cerca do ano 250 a.C foi produzido o Parafuso de Arquimedes capaz de bombear esgoto, água e lama com eficiência (VERDE, 2008). A Figura 12 traz uma ilustração da roda de Noriá e Parafuso de Arquimedes.

Figura 3 – Representações artísticas da a) Roda de Noriá e b) Parafuso de Arquimedes



Fonte: Verde (2008)

Ao longo da história do desenvolvimento das bombas foram realizadas contribuições por figuras importantes para o desenvolvimento desses equipamentos. *Leonardo da Vinci* ao estudar hidráulica esboçou a ideia de uma bomba centrífuga no século XV. Porém foi só na década de 1680 que *Denis Papin* construiu essa bomba. Mas foi somente no século XVIII que *Leonhard Euler* estudou e desenvolveu a teoria que descreve as bombas (NETTO, 1989).

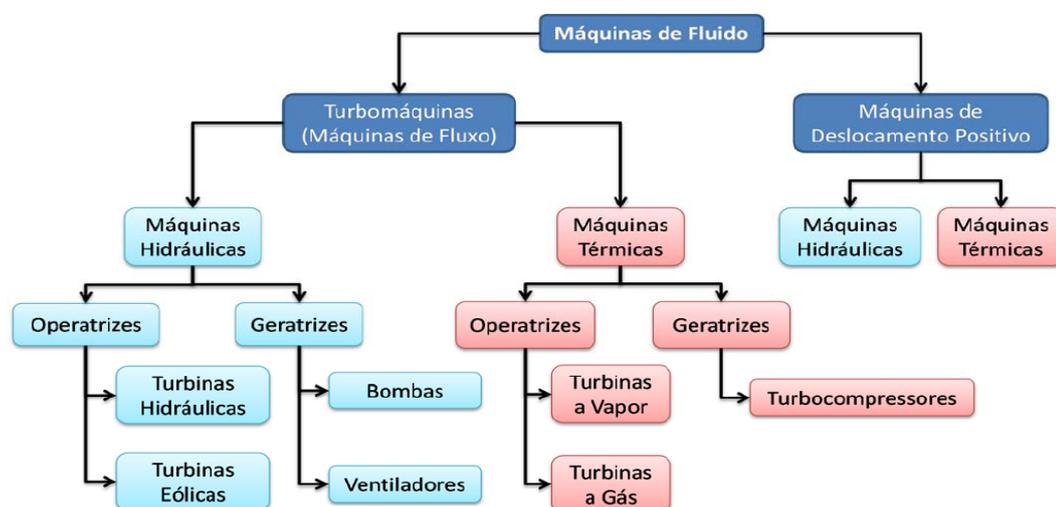
Embora o conceito que regem as bombas ser muito antigo e muito utilizado, elas só começaram a ser fabricadas em larga escala no século XIX nos Estados Unidos. Atualmente o mercado de bombas corresponde a um negócio de alto valor e extremamente importante para o desenvolvimento da sociedade (NETTO, 1989).

2.2 Máquinas de fluido

Todo dispositivo que gera a transformação de energia entre um fluido e um sistema mecânico é considerado uma máquina de fluido. Designada como máquina de fluido motora ou operatriz quando ocorre a transformação de energia de fluido em energia mecânica. Quando a transformação ocorre da energia mecânica em energia de fluido trata-se de uma máquina de fluido geradora/geratriz (HENN, 2019).

Existe uma gama de tipos de máquinas de fluido, cada uma delas tem uma especificidade para a sua aplicação. A divisão dos tipos e subtipos de máquinas de fluxo é apresentada na Figura 4.

Figura 4 – Classificação das máquinas de fluido



Fonte: Germer (2015)

Como apresentado na Figura 4, as máquinas de fluido são divididas em:

- Máquinas de fluxo: o fluido tem um fluxo contínuo através da máquina. Elas operam em baixas/médias pressões e altas vazões.
- Máquinas de deslocamento positivo: o fluido tem uma quantidade fixa contida durante seu percurso na máquina. Elas operam em altas pressões e baixas vazões.

2.3 Máquinas de fluxo

Nas máquinas de fluxo, o fluido tem um fluxo contínuo que é orientado através de lâminas ou pás fixas em um componente rotativo chamado rotor.

As máquinas de fluxo são divididas em:

- Máquinas hidráulicas: o processo de troca de energia ocorre com pouquíssima variação do volume específico do fluido de trabalho, podendo esse processo ser modelado como incompressível (GERMER, 2015).
- Máquinas térmicas: o fluido tem uma maior variação do seu volume específico durante o processo de troca de energia, o que torna inviável adotar a hipótese de fluido incompressível (GERMER, 2015).

2.4 Bombas dinâmicas

As bombas dinâmicas ou turbobombas são caracterizadas como máquinas de fluxo geradoras, ou seja, elas geram um escoamento contínuo de um fluido através de um elemento rotativo, conhecido como rotor ou impelidor. Esse tipo de bomba, se comparada às bombas de deslocamento positivo, gera uma maior vazão e em contrapartida uma menor pressão. Quando a aplicação desse tipo de bomba requer uma maior pressão são utilizadas turbobombas de múltiplos estágios (VERDE, 2008).

Em razão do princípio de funcionamento das bombas dinâmicas o fluido de trabalho recomendado deve ter o valor da viscosidade próximo ao da água. Quando esse tipo de bomba trabalha com fluidos de alta viscosidade causa um aumento na potência, uma diminuição na altura de elevação e por fim a diminuição da sua eficiência.

Segundo (MACINTYRE, 2013) as bombas podem ser classificadas da seguinte maneira:

1. Segundo o tipo de rotor:

- Rotor fechado: ou seja, há uma coroa circular fixa às pás. Esse tipo de configuração é utilizado para líquidos sem matéria em suspensão.
- Rotor aberto: não possui a coroa circular, esse tipo de rotor é utilizado para substância em suspensão como pastas, esgotos, lamas, entre outros.

2. Segundo o movimento do líquido no rotor:

- Sucção simples: a entrada do líquido se faz de apenas um lado do rotor.
- Sucção dupla: a entrada do líquido acontece em dois sentidos opostos paralelos ao eixo de rotação.

3. Segundo o número de rotores:

- Um estágio: onde existe apenas um rotor, ou seja, a energia é fornecida ao líquido em somente um estágio. Essa configuração de quantidade de estágio é empregado para baixas alturas de elevação em um limite que pode variar de 50 a 100 m.

- Múltiplos estágios: essa classificação é utilizada para altas pressões assim como para grandes alturas, onde o fluido passa sucessivamente por múltiplos rotores agregados ao eixo.

4. Segundo a trajetória de admissão do fluido no rotor:

- Centrífuga pura ou radial: onde o líquido penetra no rotor paralelamente ao eixo e atinge as pás que normalmente são cilíndricas de simples curvatura.
- Hélico-centrífuga: nesta configuração o líquido penetra no rotor axialmente atingindo as pás da qual possui as bordas de entrada curvas e inclinadas em relação ao eixo.
- Helicoidal ou semi-axial: o líquido chega ao bordo das pás que é curvo e muito inclinado em relação ao eixo, sendo o caminho do fluido uma hélice cônica reversa bastante inclinada em relação ao eixo. São empregadas para alturas de elevação médias e pequenas e grandes descargas.
- Axial ou propulsora: A trajetória do líquido se dá pelo formato das pás guias e pás do rotor, começando paralelamente ao eixo e tomando a forma de hélices cilíndricas. Esse tipo é indicado para alturas de elevação de mais de 40 m e grandes descargas.

5. Segundo a posição do eixo

- Horizontal: que é o tipo construtivo mais usado e de manutenção relativamente fácil.
- Vertical: é o tipo construtivo de fácil instalação. É usado, por exemplo, para extração de água de poços.

6. Segundo a geração de pressão:

- Baixa pressão: altura manométrica menor ou igual a 15 m.
- Média pressão: altura manométrica de 15 a 50 m.
- Alta pressão: altura manométrica maior ou igual a 50 m.

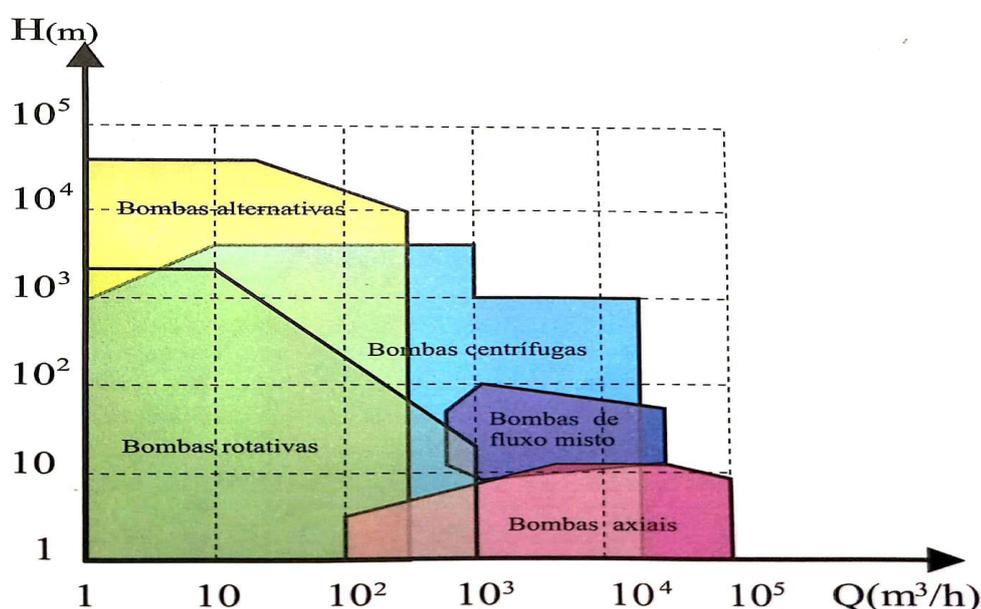
7. Segundo o modo de conversão energia cinética em energia de pressão:

- Bomba com difusor em voluta: mais usualmente utilizado em bombas centrífugas para equilibrar a pressão que se opõe ao escoamento na boca de saída da bomba, fazendo com que o líquido seja capaz de escoar a uma velocidade razoável evitando altas pressões.
- Bomba de difusor ou pás guias entre o rotor e o coletor: em algumas bombas são aplicadas palhetas devidamente posicionadas para atuarem como guias fazendo com que a energia cinética do líquido que sai do rotor seja transformado em energia de pressão com mínimo de perdas.

- Bomba com difusor axial troncônico: utilizado comumente em bombas axiais para uma maior transformação da alta energia cinética que o líquido sai do rotor, em energia de pressão.

Para a seleção da bomba mais adequada em uma desejada função, deve ser levado em consideração o campo de aplicação dos diferentes tipos de bombas. Porém, como mostrado na Figura 5, existem regiões de vazões (Q) e alturas manométricas (H) que podem ser aplicadas em múltiplos tipos de bomba. Nesses, outros critérios como presença de substâncias em suspensão, viscosidade do líquido de trabalho, custos, facilidade de manutenção etc., devem ser considerados para a definição do tipo de máquina mais apropriada para uma certa aplicação.

Figura 5 – Campo de aplicação de bombas



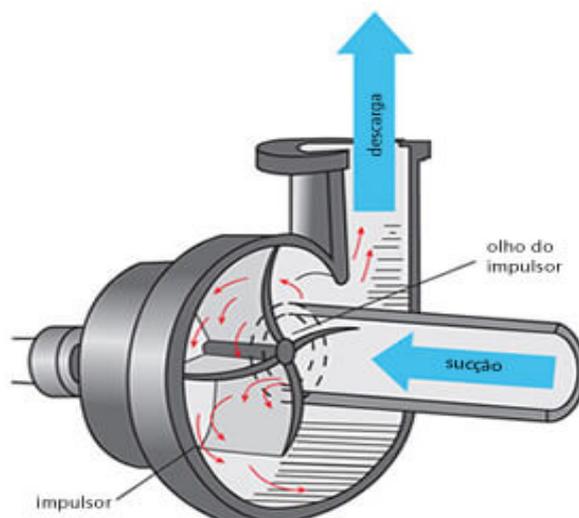
Fonte: Henn (2019)

2.5 Bombas centrífugas

As bombas centrífugas pura ou radial têm como característica principal a entrada do fluido no rotor paralelamente ao eixo atingindo as pás que normalmente são cilíndricas de simples curvatura (Figura 6). Essas pás, que compõe o rotor/impelidor, são paralelas ao eixo de rotação e fixadas em disco e em uma coroa circular. O rotor então efetua forças sobre o fluido, que entra no rotor através da secção de sucção da bomba, e escoar radialmente para fora do impelidor através de seu movimento rotativo (MACINTYRE, 2013).

O movimento de rotação do rotor e do fluido que está inserido nos canais gerado pelas pás resulta em uma força centrífuga, que produz uma zona de menor pressão na entrada do rotor e uma maior pressão na periferia resultando no deslocamento do fluido (MACINTYRE, 2013).

Figura 6 – Funcionamento de uma bomba centrífuga



Fonte: Germer (2015)

Esse tipo de bomba é amplamente utilizada para o bombeamento de água limpa e para bombear soluções e produtos químicos em indústrias com descargas que variam de 5 a $500 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$, ou mais, esse valor depende das características construtivas e do sistema no qual ela opera. Porém, as bombas centrífugas também podem ser utilizadas para bombeamento de água do mar, óleos, condensados, para pressões de até $16 \text{ kgf} \cdot \text{cm}^{-2}$. Elas podem ser empregadas para pequenas, médias e grandes elevações (MACINTYRE, 2013).

2.6 Conceitos fundamentais

A seguir estão descritos alguns conceitos fundamentais utilizados no presente trabalho.

2.6.1 Altura manométrica (H_{man})

No processo de seleção de uma bomba é preciso saber a altura a que uma bomba pode elevar o fluido, isso é saber a altura manométrica a ser vencida. Em outras palavras, a altura mostra o quanto de energia por unidade de peso que o sistema analisado precisa de acordo com a vazão de trabalho. Suas unidades de medidas mais comuns são metros de coluna de água [mca] ou metros [m] (LEAL; CARVALHO; PINHEIRO, 2018).

2.6.2 Vazão de recalque (Q)

Volume do fluido recalcado que atravessa uma certa seção do escoamento por unidade de tempo. As unidades normalmente são $[\text{m}^3/\text{s}]$; $[\text{L}/\text{s}]$ ou qualquer outra unidade de volume por unidade de tempo (CARVALHO; SILVA, 2006).

2.6.3 Rotações de acionamento (n)

A rotação de acionamento se refere a medida de giros do motor de acionamento por um determinado tempo. A unidade corresponde é rotações por minuto [rpm] ou rotações por segundo [Hz] (SOUZA, 2009).

2.6.4 Critérios de definição da altura manométrica e vazão de recalque

Os critérios utilizados nesse trabalho referente a altura manométrica (H_{man}) e vazão de recalque (Q) são definidos de acordo com Fernandes (2003) como:

Pressão:

Baixa pressão de elevação: $H_{man} < 15$ mca;

Média pressão de elevação: $15 < H_{man} < 50$ mca;

Alta pressão de elevação: $H_{man} > 50$ mca.

Vazão de recalque:

Baixa vazão: $Q < 50$ m³/h;

Média vazão: $50 < Q < 500$ m³/h;

Alta vazão: $Q > 500$ m³/h.

2.7 Triângulo de velocidades

A ação das pás sobre o líquido, vista por uma partícula do fluido, mostra que a partícula se desloca em relação à pá enquanto o rotor gira. Esse movimento de giro aplica forças tangencial e normal à trajetória absoluta, que resulta na aceleração e movimento das partículas líquidas (MACINTYRE, 2013).

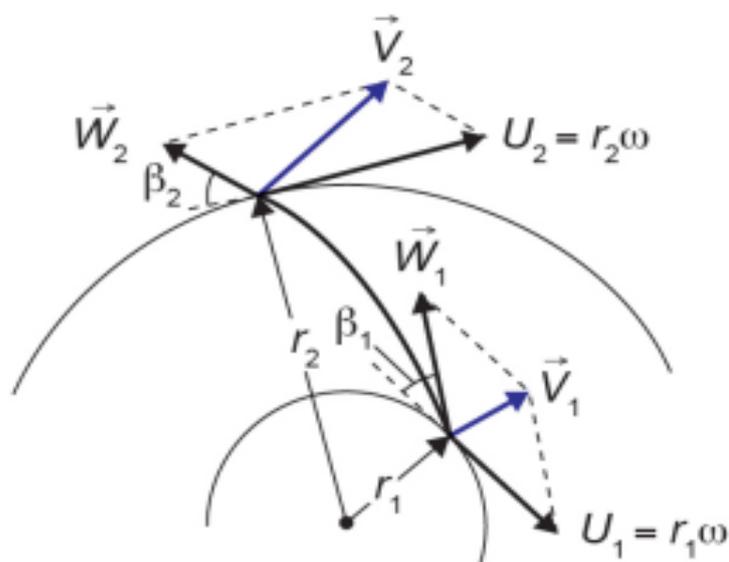
A componente tangencial da força causa uma aceleração tangencial para as partículas transmitido para elas uma energia cinética. Já a parcela normal da força causa uma aceleração centrípeta, havendo uma mudança de direção dessas partículas (MACINTYRE, 2013).

Entender sobre as velocidades e o movimento que dessas partículas se faz necessário para a aplicação dos cálculos de dimensionamento, uma vez que, alguns parâmetros geométricos dos rotores se relacionam diretamente com as velocidades das partículas.

A trajetória dessas velocidades podem ser descritas de duas maneiras, sendo uma delas a trajetória relativa, que descreve a trajetória da partícula que acompanha a velocidade angular da superfície da pá. Enquanto a partícula acompanha a superfície da pá, a pá gira em relação ao eixo e gera um movimento tangencial de arraste na partícula. A combinação desses dois movimento em relação a base da bomba gera a trajetória absoluta (MACINTYRE, 2013).

O movimento do fluido no rotor pode ser expresso pelos vetores de suas velocidades absoluta (\vec{c}), por sua velocidade relativa (\vec{w}) e por sua velocidade tangencial (\vec{u}), como mostrado pelos diagramas de velocidades em um rotor de bombas centrífuga apresentados na Figura 7.

Figura 7 – Diagramas de velocidades em um rotor



Fonte: Verde (2008)

Como mostrado na Figura 8, as componentes envolvidas no triângulo de velocidade, segundo Henn (2019), são descritas como:

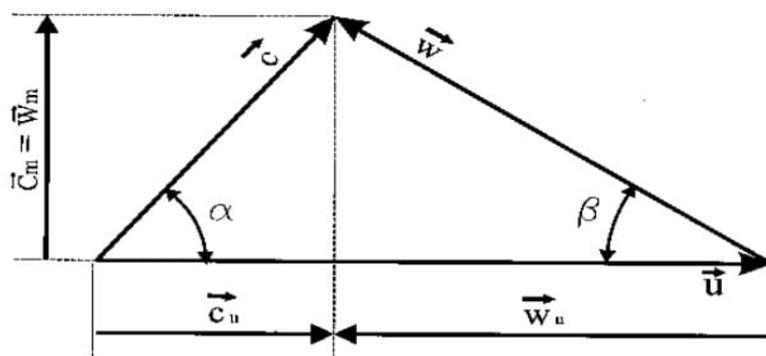
- α : ângulo de formação com \vec{c} e \vec{u} em seus sentidos positivos;
- β : ângulo de formação com \vec{u} sentido negativo e \vec{w} positivo.
- \vec{w} : velocidade relativa da corrente do fluido;
- \vec{u} : velocidade tangencial/periférica do rotor;
- \vec{c} : velocidade absoluta da corrente do fluido, para Macintyre (2013) essa componente é representada como \vec{v} .

Segundo Macintyre (2013), aos vetores são atribuídos os seguintes índices:

- 1: um ponto situado na entrada do rotor;
- 2: um ponto situado na saída do rotor.

Para quantificar os elementos de velocidade de uma partícula localizada em uma determinada região, como na entrada e saída do rotor, é preciso gerar e analisar o triângulo de velocidade para aquele ponto em específico (HENN, 2019). A Figura 8 mostra um triângulo de velocidade genérico onde são expostas as componentes de velocidade.

Figura 8 – Triângulo de velocidades genérico



Fonte: Henn (2019)

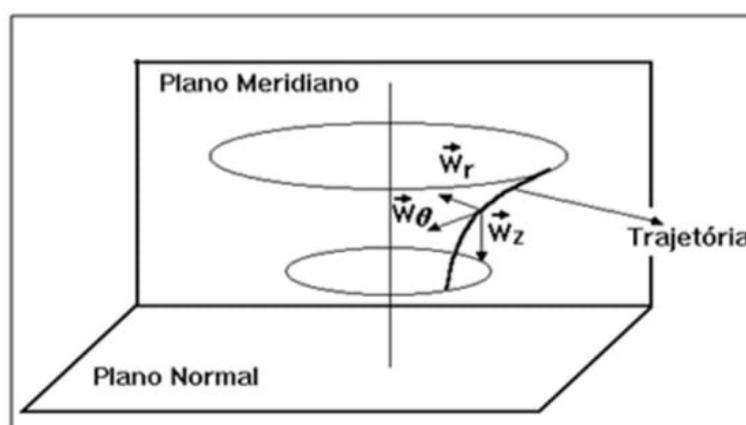
2.8 Projeção meridiana

As velocidades do fluido em cada ponto do escoamento possuem uma componente tangencial ao rotor, uma componente relativa da corrente do fluido e uma velocidade absoluta da corrente do fluido. Para a representação dessas velocidades, elementos que constituem uma bomba centrífuga podem ser representados a partir da sua projeção em dois planos: o plano meridiano e o plano normal (MACINTYRE, 2013).

O plano que faz um corte perpendicular ao eixo da bomba, tendo a projeção dos pontos que contém as grandezas estudadas, é denominado plano normal (MACINTYRE, 2013).

O plano meridiano é o rebatimento de uma grandeza mantendo a simetria da distância do ponto ao eixo no rebatimento. Isso resulta na representação do ponto no plano no traço da circunferência que ele reproduziria se provido de rotação em torno do eixo (MACINTYRE, 2013).

Figura 9 – Planos de projeção



Fonte: Macintyre (2013)

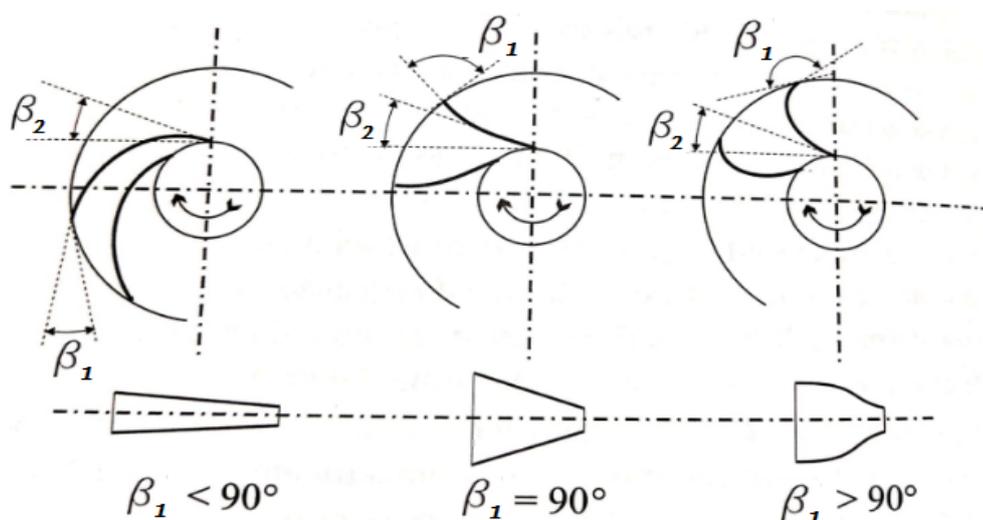
2.9 Influência da forma das pás

Para bombas centrífugas, o ângulo de entrada do líquido no canal formado pelo rotor deve assumir um valor de $\alpha_1 = 90^\circ$ para que não seja necessário um sistema diretor na entrada da bomba. Outra vantagem da utilização de $\alpha_1 = 90^\circ$ é que a velocidade absoluta terá seu valor mínimo, diminuindo a depressão na entrada do rotor o que representará uma redução de chances de cavitação. (HENN, 2019).

Segundo Macintyre (2013), para geradores de fluxo radiais a simetria das pás do rotor variam com ângulo de saída (β_2), como mostra a Figura 10. Para um ângulo da saída $\beta_2 < 90^\circ$ correspondente aos difusores, as pás são curvadas para trás, onde o escoamento percorre canais mais comprimidos que vão se alargando gradualmente. No caso de $\beta_2 \geq 90^\circ$ direciona ao formato de canais mais apropriado para um fluxo centrípeto, como no caso das turbinas. A grande maioria das bombas possuem pás curvadas para trás, onde é recomendado que β_2 varie entre 15° e 45° de um modo geral, e para bombas centrífugas a variação mais indicada seja entre $17^\circ 30'$ e 30° . A escolha de pás curvadas para trás acontece devido aos benefícios da leve convergência dos canais gerados pelas pás. Essa configuração de simetria das pás propicia uma aceleração de menor intensidade ao fluido resultando em um melhor escoamento além da diminuição por perdas por atrito.

Para satisfazer a condição de entrada do fluido no rotor sem choque, é indicado para máquinas de fluxo geradoras radiais, o ângulo de entrada das pás no rotor (β_1) varie entre 15° e 30° (MACINTYRE, 2013).

Figura 10 – Formas do canal do rotor variando com o ângulo de inclinação das pás.



Fonte: Adaptado de Henn (2019)

É importante ressaltar, que a definição dos valores dos ângulos de inclinação de entrada e saída das pás tem uma grande influência sobre o funcionamento da bomba.

3 METODOLOGIA

O presente trabalho foi fundamentado com base em uma pesquisa descritiva orientada em dissertações, livros e publicações baseadas em assuntos teóricos relacionados a procedimentos de dimensionamento de rotores e sobre máquinas de fluido. Tais pesquisas têm como objetivo adquirir conhecimentos voltados ao funcionamento de uma bomba centrífuga, sobre os cálculos que envolvem o equacionamento dimensionamento de rotores radiais e então adquirir competências técnicas sobre a geração do desenho desses rotores para a execução de um projeto adequado de acordo com o emprego esperado.

O método de abordagem para o dimensionamento do rotor de bomba centrífuga será baseado na metodologia do livro Bombas e instalações de bombeamento Macintyre (2013), nos seguintes capítulos:

- a) Capítulo 4 - Teoria Elementar da Ação do Rotor das Bombas Centrífugas;
- b) Capítulo 5 - Discordância Entre os Resultados Experimentais e a Teoria Elementar;
- c) Capítulo 8 - Escolha do Tipo de Turbobomba;
- d) Capítulo 10 - Fundamentos dos Projetos de Bombas; Centrífugas
- e) Capítulo 11 - Exemplo de Projeto de Bomba Centrífuga.

Considerando que existem diversas metodologias de dimensionar rotores, expostas por diferentes especialistas segundo seus conhecimentos por máquinas de fluido hidráulico e por sua experiência como projetista, é de grande relevância para esse trabalho a verificação dos resultados obtidos seguindo os princípios de dimensionamento de outro especialista. Em busca de agregar conhecimento e de validar as dimensões finais geradas pelo algoritmo, que processa os cálculos do roteiro definido segundo as orientações de Macintyre (2013), após o processo de cálculos foi realizado uma verificação dos resultados seguindo o roteiro de pré-dimensionamento de acordo com as orientações de Henn (2019) (APÊNDICE C).

Uma vez que aplicado e validado as metodologias de cálculos e obtendo as dimensões adequadas, é aplicado uma metodologia de traçado das pás para a efetiva a construção de um desenho técnico do rotor através de um *software* direcionado a construção de desenhos mecânicos.

3.1 Roteiro de cálculo para pré-dimensionamento de rotor radial

Como já visto, o rotor é peça principal de uma bomba, pois é ele que transfere energia ao fluido. Não existe apenas uma única maneira de dimensionar esse equipamento por todos fabricantes. Cada especialista no assunto baseado em seus estudos e ensaios o aborda um método diferente para tal dimensionamento. A seguir, são apresentadas as etapas e os conceitos relevantes para o cálculo de pré-dimensionamento de rotor radial de uma máquina de fluxo geradora segundo Macintyre (2013).

3.1.1 Velocidade de rotação específica (n_s)

Para a seleção de uma turbobomba é considerado parâmetros como a altura de elevação, vazão de recalque e o número de rotações de acionamento por minuto. Outro parâmetro importante a ser analisado, assim que os outros citados forem definidos, é a velocidade de rotação específica.

A velocidade de rotação específica se define como um índice adimensional de projeto de uma máquina de fluxo motora semelhante a considerada que eleva 75 l de água em uma instalação de altura manométrica (H_{man}) de 1 m. Considerando que a velocidade de rotação específica (n_s) está vinculada à forma e às dimensões do rotores, com o seu valor é possível selecionar o tipo de rotor e seu formato aproximado mais adequado para uma determinada aplicação (MACINTYRE, 2013).

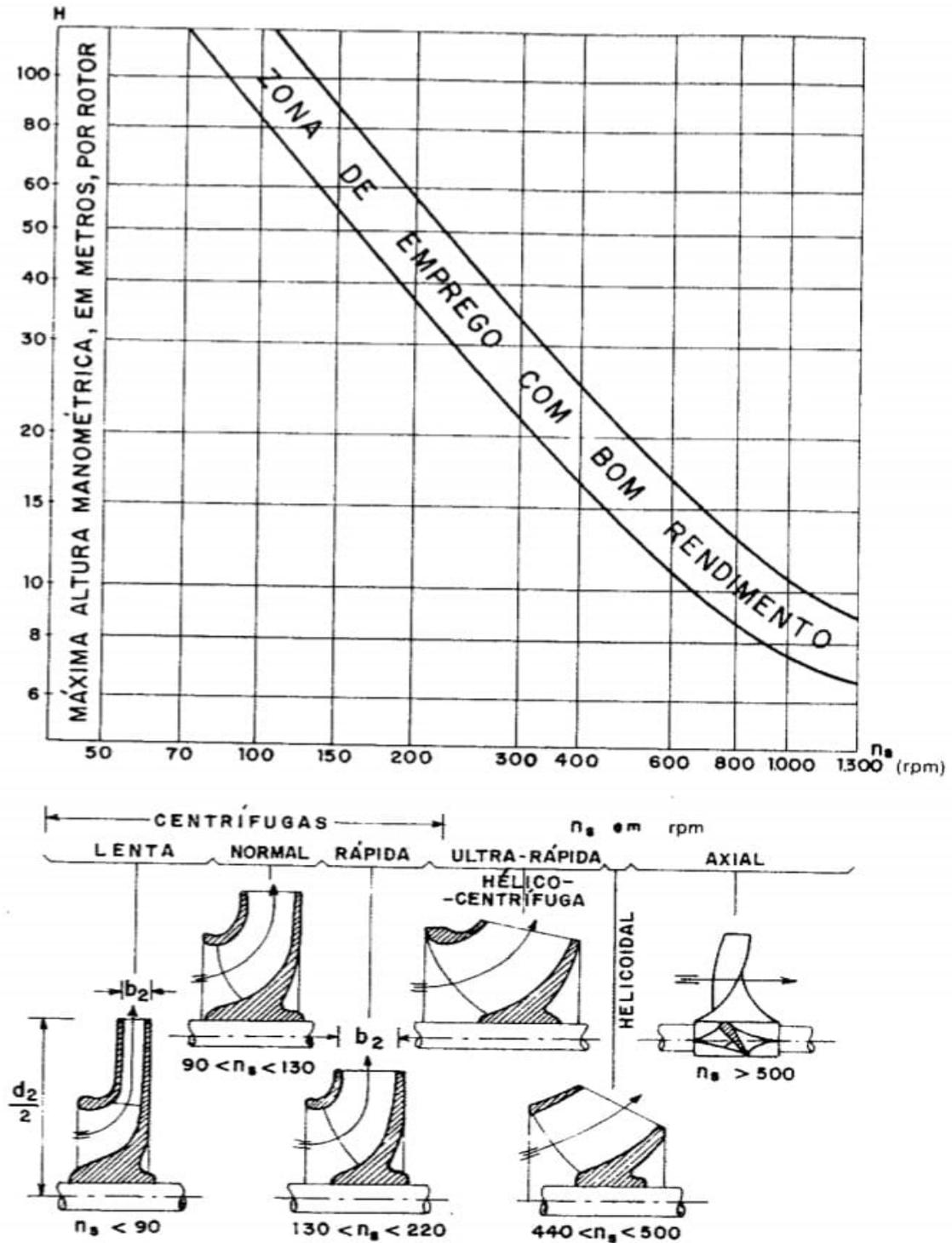
Os fabricantes de bombas, através de ensaios, construíram tabelas gráficos, como mostra a Figura 11, que classificam as turbobombas de acordo com o valor da velocidade específica para que a escolha seja feita no seu melhor desempenho. Segundo o valor de (n_s), calculado pela Equação 1 (APÊNDICE A), as turbobombas podem ser classificadas como:

Quadro 1 – Classificação das turbobombas

Classificação segundo n_s	Variação de n_s	Tipo de rotores empregados	Variação de d_2
Lentas	$n_s < 90$	Bombas centrífugas com pás de configuração cilíndricas e radiais. Destinada a pequenas e médias descargas	$(d_2 > 2 d_1)$ chegando a $(d_2 = 2,5 \cdot d_1)$
Normais	$90 < n_s < 130$	Bombas semelhante a citada anteriormente	$d_2 \approx 1,5$ a $2 d_1$
Rápidas	$130 < n_s < 220$	Rotores com pás de dupla curvatura. Destinada a descarga médias	$d_2 \approx 1,3$ a $1,8 d_1$
Extra-rápidas ou hélico-centrífugas	$220 < n_s < 440$	Bombas de pás de duplas curvaturas. Destinada a descargas médias e grandes	$d_2 \approx 1,3$ a $1,5 d_1$
Helicoidais	$440 < n_s < 500$	Destinada a descargas grandes	$d_2 \approx 1,2 d_1$
Axiais	$n_s > 500$	Utiliza-se hélices semelhantes a hélices de propulsão. Destinada a grande descargas e médias alturas de elevação	$d_2=d_1$ chegando a $d_2=0,8 \cdot d_1$

Fonte: Adaptado de Macintyre (2013)

Figura 11 – Campo de emprego dos tipos de rotores



Fonte: Macintyre (2013)

3.1.2 Número característico de rotações por minuto (n_q)

Número característico de rotações por minuto, ou número específico de rotações se define como o número de rotação por minuto de uma bomba geometricamente semelhante à

considerada para recalcar uma vazão (Q) de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ em uma instalação de altura manométrica (H_{man}) de 1m com o máximo rendimento (MACINTYRE, 2013). O número característico de rotações por minuto pode ser calculado como mostra a Equação 2 (APÊNDICE A).

3.1.3 Definição do número de estágios (i)

Rotores de um estágio podem ser empregados para alturas de até 50 m , ou em caso de alturas maiores poderá ser utilizado um estágio desde que seja utilizado motores com um alto número de rotações ou com diâmetro grande. A indicação de mais estágios para alturas elevadas ocorre o aumento de um estágio para um aumento de cada 20 a 30 metros na altura manométrica, podendo ser um valor maior se a bomba de múltiplos estágios for para altas pressões (MACINTYRE, 2013).

3.1.4 Correção da descarga (Q')

Em um sistema de bombeamento existem vários tipos de perdas de energia. Existem as perdas hidráulicas no rotor, nos canais das pás guias, na entrada da bomba, entre outros. Outro tipo de perda são as perdas volumétricas causadas por folgas existente entre a parte rotativa e fixa da máquina; além da perda por recirculação do líquido que está na saída e volta para a entrada do rotor devido a menor pressão na entrada. Devido a essas perdas é preciso adotar uma vazão de descarga corrigida (Q') maior que a desejada (Q).

Embora haja esse acréscimo na vazão de descarga, não existe um valor exato de que ele seja efetivamente perdido. Esse aumento é adotado para compensar a imprecisão na hipótese de perdas que rege o cálculo (MACINTYRE, 2013).

Para o cálculo da correção da vazão de descarga, a Equação 3 (APÊNDICE A), deve seguir as seguintes recomendações:

- aumento de 3% para bombas de grandes descargas e baixa pressão;
- aumento de 5% para bombas de pressões e descargas médias;
- aumento de 10% para bombas de pequenas descargas e altas pressões

3.1.5 Potência motriz do rotor (N)

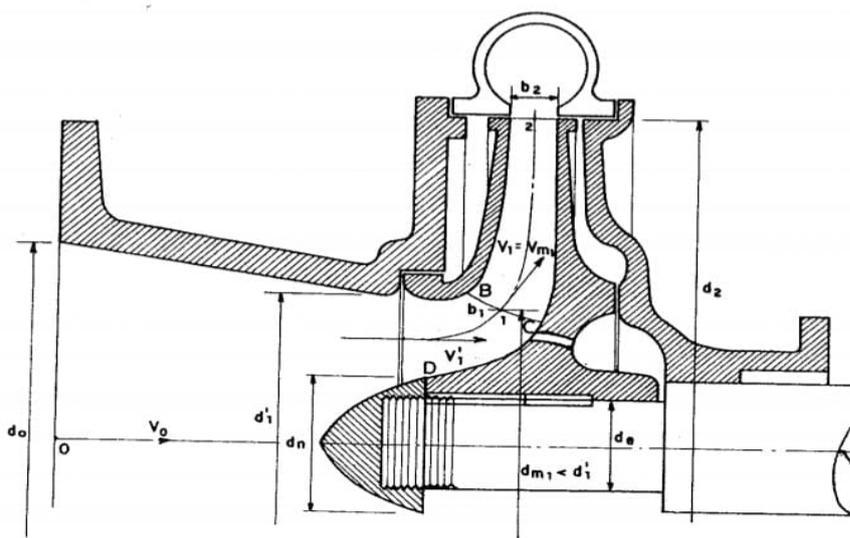
A potência motriz do rotor, ou, comumente chama de consumo de energia é a potência que o rotor gera para mover o fluido de trabalho. Ela está relacionada com a massa específica da água (ρ) e com o rendimento total máximo (η) como mostrado na Equação 5 (APÊNDICE A).

O rendimento total máximo é a relação entre a potência útil e a potência fornecida para girar o motor, normalmente ele fica em torno de 70 a 75% , podendo variar de 63 a 84% (MACINTYRE, 2013).

3.1.6 Croqui preliminar do rotor

Para a assimilação da nomenclatura das grandezas calculadas a seguinte imagem demonstra a representação longitudinal do croqui preliminar do rotor.

Figura 12 – Representação longitudinal do croqui preliminar do rotor



Fonte: Macintyre (2013)

3.1.7 Rendimento hidráulico (ϵ)

O rendimento hidráulico é a eficiência da transformação de energia hidráulica. Esse tipo de rendimento é afetado pelas perdas hidráulicas resultantes do atrito do fluido com as paredes do rotor, da dissipação de energia por mudanças de seção e direção entre outros (HENN, 2019).

Ele pode ser definido como a relação entre a potência útil e a potência de elevação. Sendo a potência útil a energia efetivamente aproveitada pelo fluido para seu fluxo até a saída da bomba, e a potência de elevação é a potência efetivamente fornecida pelo rotor ao líquido (MACINTYRE, 2013). O cálculo do rendimento hidráulico é feito através de uma relação com a Vazão (Q) como mostrado pela Equação 4 (APÊNDICE A).

De acordo com Macintyre (2013), o valor do rendimento hidráulico possui as seguintes variações:

- $\epsilon = 0,50$ a $0,70$ para bombas pequenas sem grandes cuidados de fabricação.
- $\epsilon = 0,70$ a $0,85$ para bombas com coletor e rotor bem elaborado; usinagem e fundição de alto padrão.
- $\epsilon = 0,85$ a $0,90$ para bombas de grandes dimensões, bem projetadas e com ótimo acabamento.

3.1.8 Diâmetro de eixo (d_e)

Segundo Macintyre (2013), a equação aproximada do diâmetro do eixo considera a solicitação exclusiva de torção no eixo do rotor em balanço e no valor subestimado de tensão de cisalhamento do aço, material do eixo, de $\sigma_{adm} = 210$ [kgf/ · cm²]. O diâmetro do eixo d_e pode ser obtido pela Equação 6 (APÊNDICE A). Em razão do rasgo para a chaveta de fixação do eixo é preciso haver um acréscimo "x" que pode variar de 10 a 30 mm no diâmetro de eixo.

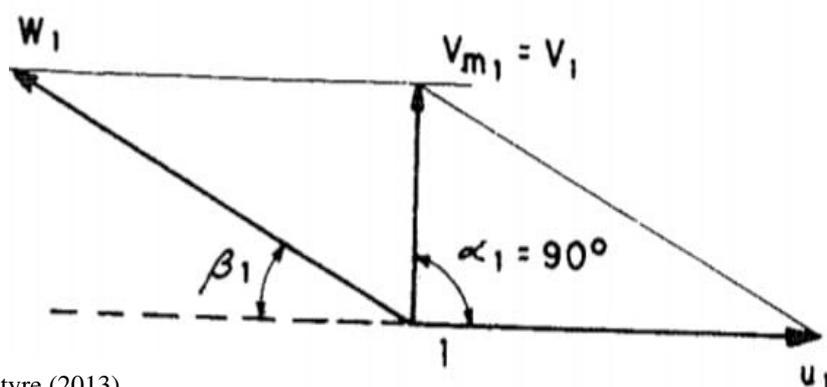
3.1.9 Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (d_n)

Para o uso da chaveta para fixação do eixo no rotor é preciso seguir a recomendação de um acréscimo "y" que pode variar de 5 a 15 mm no diâmetro de eixo d_e , segundo a norma técnica "Chavetas e Rasgos DIN 270". Esse aumento para o cálculo do diâmetro do núcleo de fixação é mostrado na Equação 7 (APÊNDICE A).

3.1.10 Grandezas à entrada do rotor

Segundo Macintyre (2013), com o ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor sendo $\alpha_1 = 90^\circ$ para bombas centrífugas, as grandezas de velocidades à saída do rotor são expressas no seguinte diagrama das velocidades (Figura 13).

Figura 13 – Triângulo de velocidades de entrada meridiana



Fonte: Macintyre (2013)

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

Para o cálculo da velocidade média na boca de entrada do rotor, como mostra a Equação 8 (APÊNDICE A), é preciso primeiramente selecionar o fator de velocidade média na entrada do rotor ($k_{v'_1}$). Os valores do fator de velocidade aplicável ($k_{v'_1}$) variam de acordo com o valor do número característico de rotações por minuto (n_q), como pode ser mostrado na Tabela 1.

Para bombas a velocidade média na boca de entrada do rotor (v'_1) deve estar compreendida entre 1,5 m/s a 4 m/s.

Tabela 1 – Variação do fator k_{v_1}

Fator de Velocidade	Número característico de rotações por minuto
0,09 a 0,10	para bombas com $n_q < 10$
0,11 a 0,13	para bombas com $10 < n_q < 20$
0,13 a 0,16	para bombas com $20 < n_q < 30$
0,17 a 0,18	para bombas com $30 < n_q < 40$

Fonte: Adaptado de Macintyre (2013)

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

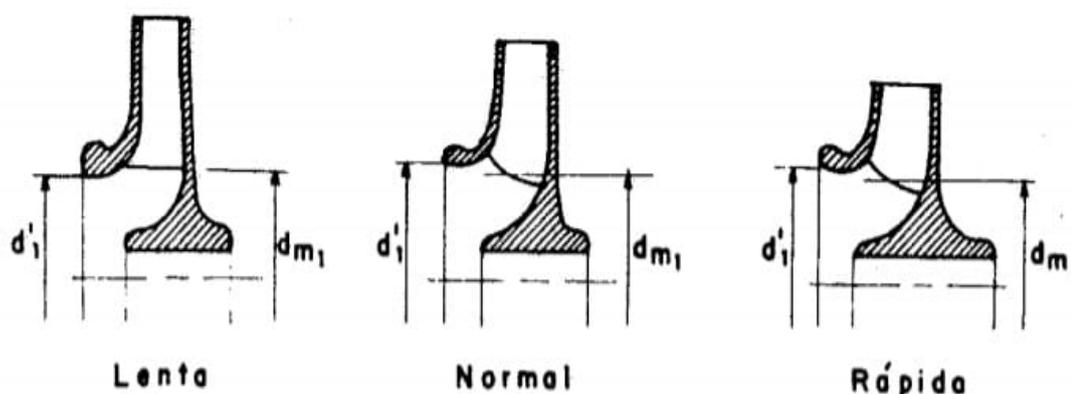
A seção de entrada do líquido no rotor é ligeiramente obstruída pelo eixo e pela coroa em torno do eixo, afetando de 10% a 15% da seção circular do diâmetro da boca de entrada do rotor, sendo capaz de chegar de 20% a 25% nas bombas com mais de um estágio (MACINTYRE, 2013). O diâmetro da boca de entrada do rotor (d'_1) pode ser calculado através da Equação 9 (APÊNDICE A), observando os critérios de porcentagem de obstrução.

3.1.10.3 Diâmetro médio da superfície de revolução gerado pela rotação das pás do rotor (d_{m1})

O diâmetro da superfície de revolução produzida pelo movimento de rotação das pás do rotor (d_{m1}) varia de acordo com a classificação da velocidade de rotação específica (n_s). Para o cálculo do diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação do rotor, segundo a Equação 10 (APÊNDICE A), é preciso seguir as seguintes recomendações mostradas na Figura 14.

- Para bombas lentas: $d_{m1} \approx d'_1$ ou $1,1 \cdot d'_1$
- Para bombas normais: $d_{m1} \approx 0,90$ a $0,95 \cdot d'_1$
- Para bombas rápidas: $d_{m1} \approx 0,80$ a $0,90 \cdot d'_1$

Figura 14 – Representação do bordo de entrada das pás para os tipos de bombas



Fonte: Macintyre (2013)

3.1.10.4 Velocidade meridiana na entrada do rotor (v_{m1})

Por efeito da ação da pá, o caminho percorrido de uma partícula do fluido de trabalho sofre uma grande alteração. A velocidade dessa partícula em determinado ponto pode ser expressa como uma componente meridiana de velocidade (v_{m1}). Considerando uma condição de entrada meridiana com o ângulo de entrada do fluido no rotor sendo $\alpha_1 = 90^\circ$ e a contração expressa pela espessura das pás na entrada do rotor, essa componente de velocidade meridiana pode ser calculada como mostra a Equação 11 (APÊNDICE A).

A variação do coeficiente da velocidade da componente meridiana na entrada do rotor ($k_{v_{m1}}$) ocorre para um determinado limite de número característico de rotações por minuto (n_q), como mostra a Tabela 2. O coeficiente de correção já considera a espessura da pá.

Tabela 2 – Variação do coeficiente $k_{v_{m1}}$

n_q	<10	10-20	20-30	30-40	40-50	50-60
$k_{v_{m1}}$	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: Própria autora (2022)

3.1.10.5 Velocidade periférica no bordo de entrada (u_1)

Para o ponto do bordo de entrada calcula-se a velocidade periférica/tangencial de acordo a Equação 12 (APÊNDICE A).

3.1.10.6 Ângulo das pás à entrada do rotor (β_1)

Uma vez definida a velocidade periférica no bordo de entrada (u_1), o ângulo de entrada do líquido no canal formado pelo rotor (α_1), que para bombas centrífugas é 90° e a velocidade meridiana na entrada do rotor (v_{m1}), é possível traçar o diagrama de velocidades meridiano na entrada do rotor.

Considerando os respectivos resultados no triângulo de velocidades de entrada meridiana, mostrado na Figura 13, é possível calcular o ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor (β_1) através da Equação 13 (APÊNDICE A). O valor do ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor (β_1) deve estar entre 15° e 30° .

3.1.10.7 Número de pás (Z)

Segundo Macintyre (2013) é possível determinar a quantidade de pás considerando a relação da velocidade de rotação específica (n_s) com sua variação de grandezas entre o diâmetro médio da aresta de entrada (d_{m1}) e o diâmetro (d_2) de saída do rotor, com o ângulo de saídas das pás do rotor (β_2) inicialmente arbitrário. Considerando os seguintes critérios o número de quantidade de pás pode ser definido como:

- Para alturas de elevação pequenas e médias e variação de $d_{(2)}/(d_{m1}) = 1,4$ a 2 , sendo $d_{m1} = d_1$ adotam-se:

Tabela 3 – Variação da quantidade de pás para alturas de elevação pequenas e médias

β_2	15° a 20°	20° a 25°	25° a 35°
Z	6 a 7 pás	7 a 8 pás	8 a 10 pás

Fonte: Adaptado de Macintyre (2013)

- Para alturas de elevação grandes e variação de $d_2/d_{m1} = 1,8$ a $2,5$, sendo $d_{m1} = d_1$ adotam-se:

Tabela 4 – Variação da quantidade de pás para alturas de elevação grandes

β_2	22°30' a 30°	30° a 35°	35° a 45°
Z	6 a 7 pás	8 a 9 pás	9 a 10 pás

Fonte: Adaptado de Macintyre (2013)

3.1.10.8 Obstrução devido à espessura das pás (σ_1)

A medida da espessura das pás (S_1) pode ser relacionada com o diâmetro externo (d_2) do rotor seguindo as seguintes condições:

- Rotores pequenos $d_2 < 30$ cm: 3 a 4 mm.
- Rotores com d_2 de 30 a 50 cm: 5 a 7 mm.

Para fins de consideração da espessura, o diâmetro de saída do rotor (d_2), é calculado segundo a recomendação da velocidade específica de rotação (n_s), como mostra a Tabela 1. Para o cálculo aproximado de d_2 considera-se que o diâmetro de entrada do rotor (d_1) é igual ao diâmetro médio da superfície de revolução produzida pelo movimento de rotação das pás (d_{m1}).

Em razão da espessura (S_1) da pá, haverá uma obstrução na seção da entrada do líquido do rotor. Essa obstrução pode ser calculada considerando a inclinação da pá na entrada do rotor (β_1), através da Equação 14 (APÊNDICE A).

A contração da área livre para o percurso do fluxo é expressa pelo coeficiente de contração (ν_1), que é a relação da área teórica que desconsidera a espessura das pás, e a área efetiva da trajetória do fluido de trabalho no rotor considerando a espessura das pás, sendo a área teórica o passo entre pás (t_1) e a área efetiva o passo entre pás descontando a obstrução (σ_1) (MACINTYRE, 2013).

Para que não haja prejuízos relacionados a área de contração o inverso do coeficiente de contração ($1/\nu_1$) deve estar compreendido entre 1,20 a 1,30.

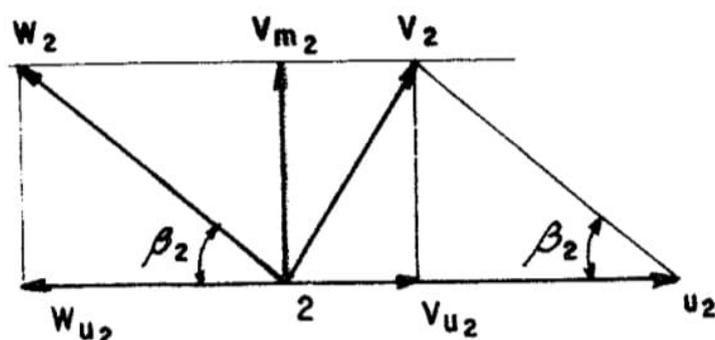
3.1.10.9 Largura das pás no bordo de entrada do rotor (b_1)

A Equação 17 (APÊNDICE A) expressa o cálculo da largura do bordo de entrada da pá (b_1) considerando a obstrução (σ_1) devido a sua espessura.

3.1.11 Grandezas à saída do rotor

As grandezas de velocidades à saída do rotor são expressas no seguinte diagrama das velocidades.

Figura 15 – Triângulo de velocidades à saída da pá do rotor



Fonte: Macintyre (2013)

3.1.11.1 Velocidade periférica no bordo de saída do rotor (u_2)

Segundo Macintyre (2013), existem duas maneiras para obtenção dos valores da velocidade periférica no bordo de saída do rotor. São elas:

- Calcular a velocidade periférica/tangencial (u_2) no bordo de saída do rotor de acordo com coeficiente de velocidade (k_{u_2}) em função dos valores do número característico de rotações por minuto (n_q).
- Calcular a velocidade periférica/tangencial (u_2) no bordo de saída do rotor de acordo com o critério adotado pela empresa *Sulzer* na fabricação de bombas e depois calcular o diâmetro de saída (d_2) do rotor.

Para o presente trabalho será utilizado as duas metodologias para o cálculo da velocidade periférica/tangencial (u_2) no bordo de saída do rotor. O resultado final da velocidade periférica do bordo de saída do rotor (u_2) irá receber o menor valor calculado entre as metodologias.

Para a primeira metodologia, primeiramente é adotado o coeficiente de velocidade (k_{u_2}) em função dos valores do número característico de rotações por minuto (n_q), como mostra a Tabela 5. Encontrado o valor de (k_{u_2}) é feito o cálculo da velocidade periférica (u_2) no bordo de saída pela Equação 18 (APÊNDICE A).

Para o cálculo da velocidade periférica/tangencial (u_2) no bordo de saída do rotor considerando o método da *Sulzer*, Equação 19 (APÊNDICE A), é preciso considerar os seguintes critérios para a adoção do valor de coeficiente de descarga (Φ).

Tabela 5 – Variação do coeficiente k_{u_2}

n_q	<10	20	30	40	50	60
k_{u_2}	0,98	1,0 a 1,02	1,02 a 1,03	1,05	1,1	1,2

Fonte: Adaptado de Macintyre (2013)

- $\Phi= 4,1$ para bombas de grande dimensões, alta pressão, com pás guias.
- $\Phi= 4,2$ para bombas de grande dimensões, baixa pressão.
- $\Phi= 4,5$ para bombas de pequenas dimensões, média e alta pressão, sem pás guias.
- $\Phi= 4,7$ para bombas de pequenas dimensões, baixa pressão, sem pás guias.

3.1.11.2 Diâmetro de saída (d_2)

Uma vez definido o valor da velocidade periférica (u_2) no bordo da saída do rotor o cálculo do diâmetro de saída do rotor pode ser expresso como mostrado na Equação 20 (APÊNDICE A).

3.1.11.3 Energia a ser cedida às pás (H_e)

A equação utilizada para a análise de transferência de energia que ocorre em uma turbomáquina é a equação de *Euler* conhecida como a equação fundamental para as máquinas de fluxo geradora. Tal equação se baseia nos princípios de conservação do momento angular e conservação de energia entre a máquina de fluxo e o fluído de trabalho (MACINTYRE, 2013).

A equação fundamental simplificada para máquinas de fluxo geradoras radiais faz uma conexão entre a equação da altura de elevação simplificada (H'_e) com a geometria e velocidades do rotor, como mostrada pela Equação 21 (APÊNDICE A).

Vale ressaltar que já foram aplicadas hipóteses simplificadoras na equação fundamental às turbobombas para obtenção do cálculo de (H'_e). Por esse motivo, a altura de elevação simplificada (H'_e), obtida através da equação de *Euler*, não apresenta o real valor da altura de elevação desejada (H_e) (MACINTYRE, 2013).

Uma das hipóteses simplificadoras eram que quantidade de pás eram infinitas e sem espessura, conduzindo perfeitamente os filetes do fluido. Um dos métodos de correção da altura de elevação é baseada na teoria do desvio angular de *Pfleiderer*. Esse método leva em conta que existe uma pequena quantidade de pás que não conseguem direcionar devidamente os filetes do fluido, isso acaba gerando uma maior de pressão em alguns pontos resultando consecutivamente em velocidades relativas menores. Para a correção desse fenômeno é aplicado o fator de correção de *Pfleiderer* (Ψ) para o cálculo da altura de elevação corrigida (H_e).

Macintyre (2013) cita os seguintes valores para Ψ para o cálculo da altura de elevação corrigida (H_e), expressa pela Equação 22 (APÊNDICE A).

- $\Psi \approx 0,8$ a $1,0$ para bombas com pás guias.

- $\Psi \approx 1,1$ a $1,2$ para bombas pequenas sem pás guias

3.1.11.4 Velocidade meridiana na saída (v_{m2})

Para o cálculo da velocidade meridiana na saída (v_{m2}) é adotado o coeficiente de velocidade meridiana ($k_{v_{m2}}$) em função dos valores do número característico de rotações por minuto (n_q), como mostra a Tabela 6. Encontrado o valor de ($k_{v_{m2}}$) é feito o cálculo da velocidade meridiana (v_{m2}) na saída, como mostra a Equação 23 (APÊNDICE A).

Tabela 6 – Variação do coeficiente $k_{v_{m2}}$

n_q	<10	20	30	40	50	60
$k_{v_{m2}}$	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 0,20

Fonte: Adaptado de Macintyre (2013)

3.1.11.5 Ângulo da saída das pás do rotor (β_2)

Segundo Macintyre (2013), o valor do ângulo de saída é arbitrado de acordo com o número de pás.

3.1.11.6 Velocidade periférica na saída do rotor corrigida (u_{2cor}), levando em conta o desvio angular

A velocidade periférica/tangencial (u_2) inicialmente é calculada considerando a relação entre altura manométrica com os coeficientes de descarga (Φ) ou coeficiente de velocidade tangencial na saída do rotor ($k_{v_{m2}}$). Porém, o cálculo da velocidade periférica (u_2) não considerou que filetes de fluido sofrem um desvio angular na saída do rotor. Considerando desvio, a velocidade periférica corrigida (u_{2cor}) é expressa pela Equação 24 (APÊNDICE A).

3.1.11.7 Valor retificado do diâmetro de saída do rotor (d_{2ret})

Uma vez obtido o valor da velocidade periférica corrigida (u_{2cor}), Macintyre (2013) recomenda a retificação do diâmetro de saída do rotor considerando o desvio angular que os filetes do fluido sofrem na saída do rotor. Tal retificação é expressa pela Equação 25 (APÊNDICE A).

3.1.11.8 Largura das pás no bordo de saída do rotor (b_2)

Para o cálculo da grandeza da largura das pás na saída do rotor b_2 considera-se o diâmetro de saída do rotor retificado (d_{2ret}).

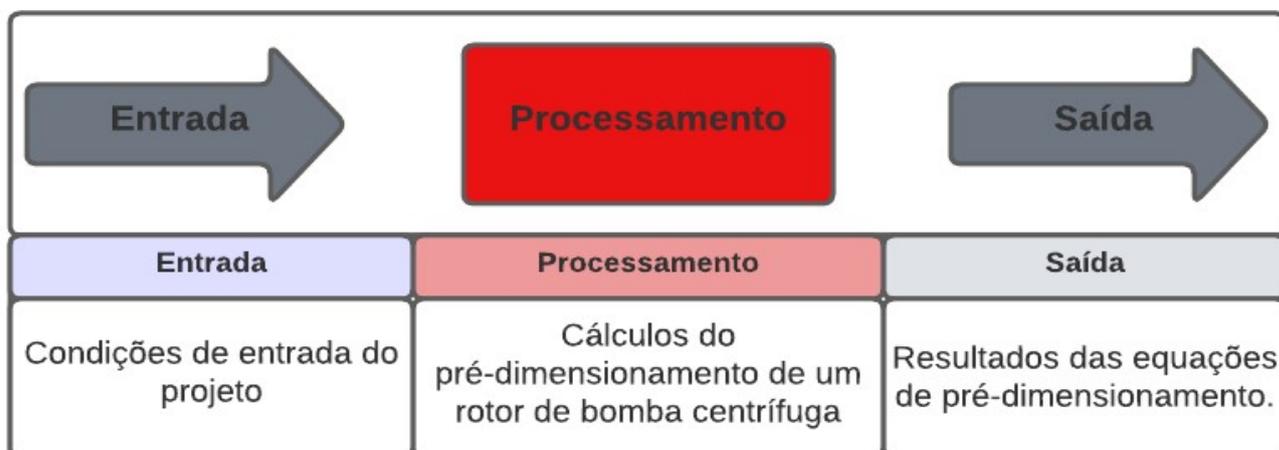
A largura das pás é calculada considerando um coeficiente de contração. O coeficiente de contração, por sua vez, é a relação da obstrução que a espessura que a pá gera com passo circunferencial. Para chegar na largura das pás à saída do rotor (b_2) primeiramente é preciso

calcular os valores da obstrução da pá, do passo circunferencial, e do coeficiente de contração. Essas cálculos são feitos respectivamente através das Equações 26, 27, 28 e 29 (APÊNDICE A).

3.2 Construção do algoritmo de cálculo utilizando o *software Python*

O rotor é planejado para gerar uma determinada vazão de recalque (Q), vencendo uma altura manométrica (H_{man}), enquanto trabalha com uma quantidade de rotações por minuto (n). Além desses dados iniciais do projeto é preciso considerar as características do fluido de trabalho como a sua massa específica. Para pré-dimensionar as principais grandezas do rotor de uma bomba centrífuga, considerando os dados iniciais propostos ao projeto, foi construído um programa utilizando algoritmo em linguagem *Python*. Esse algoritmo trata-se de um conjunto de regras, descritas no roteiro de pré-dimensionamento de um rotor radial, para se obter as saídas especificadas a partir das entradas estabelecidas. A sequência básica do algoritmo consiste na entrada dos dados do projeto, o processamento dos cálculos referentes ao roteiro e por fim a saída dos valores das grandezas do pré-dimensionamento, como mostra a Figura 16.

Figura 16 – Sequência do algoritmo



Fonte: Própria autora (2022)

O algoritmo completo e o fluxograma do algoritmo desenvolvido se encontra no APÊNDICE B e APÊNDICE C, respectivamente.

3.2.1 Dados de entrada do projeto

Antes do início dos cálculos foram selecionados alguns parâmetros construtivos do rotor considerando os aspectos das turbobombas. Levando em conta que as bombas centrífugas possuem os mais variados modelos, para atender um grande campo de aplicação, o presente trabalho classifica, de acordo com Macintyre (2013), a bomba centrífuga em estudo como:

Quadro 2 – Classificação construtiva adotada

Classificação segundo	Adotado
Tipo de rotor	Rotor Fechado
Movimento do líquido no rotor	Sucção simples
Trajectoria de admissão do fluido	Centrífuga pura
Posição do eixo	Horizontal
Geração de pressão	Média pressão
Modo de conversão energia cinética em energia de pressão	Bomba com difusor em voluta

Fonte: Própria autora (2022)

Dando continuidade na apresentação dos dados, para fins de cálculos, os seguintes valores de entrada foram adotados segundo condições de funcionamento de uma bomba centrífuga, ou seja, rotação específica menor ou igual a 220 rpm. Os dados de entrada mostrados na Tabela 7 foram retirados de um exemplo citado por Macintyre (2013).

Tabela 7 – Condições de entrada do projeto

Dados de entrada	Valor	Unidade de medida
Vazão de recalque (Q)	0,044	m ³ /s
Altura manométrica (H_{man})	36	m
Rotações de acionamento (n)	1450	rpm

Fonte: Adaptado de Macintyre (2013)

3.2.2 Condições de processamento dos cálculos

Algumas das equações do roteiro de pré-dimensionamento do rotor estão condicionadas ao uso de alguns critérios para que possam gerar seu resultado final. Esses critérios e seus respectivos valores, assim como a justificativa de sua utilização estão apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 – Dados de processamento dos cálculos

Critério	Valor	Justificativa
Aceleração da gravidade (g)	9,8 [m/s ²]	
Massa específica do fluido de trabalho (ρ)	1000 [kg/m ³]	Fluido de trabalho água
Porcentagem de correção da descarga (P_c)	5%	Bombas de média descarga e média pressão
Rendimento total (η)	0,7	Variação entre 70 e 75%
Fator de aumento para o rasgo de chaveta (x)	30 mm	Devido rasgo para chaveta aumento de 10 a 30 mm
Fator de aumento para o uso da chaveta (y)	14 mm	Aumento de 5 a 15 mm, recomendação DIN 270 para uso de chaveta
Coefficiente de velocidade média na entrada do rotor (k_{v_1})	0,13	Variação de 0,13 a 0,16 para bombas com n_q de 20 a 30 rpm
Fator (w) de variação do diâmetro (d_{m1})	1,01	Variação de 1 a 1,10 d'_1 para bombas lentas
Coefficiente de velocidade meridiana na entrada do rotor ($k_{v_{m1}}$)	0,145	Variação do coeficiente de 0,145 a 0,175 para n_q de 10 a 20 rpm
Ângulo de inclinação das pás à saída do rotor (β_2)	23°	Variação indicada para bombas de 20° a 30°
Cálculo de aproximação do diâmetro externo do rotor (d_2)	2,3 · d_1	Para $n_s < 90$ $d_2 = 2$ a $2,5 d_1$
Espessura das pás na entrada e saída do rotor ($S_1=S_2$)	5 mm	para d_2 de 30 a 50 cm S_1 de 5 a 7 mm
Coefficiente de velocidade tangencial na saída do rotor (k_{u_2})	1,0	Para n_q entre 10 e 20
Coefficiente de descarga (Φ)	4,5	Para bombas de pequenas dimensões, média e alta pressão, sem pás guias
Fator de correção de <i>Pfleiderer</i> (Ψ)	1,1 (G.I)	1,1 a 1,2 para bombas pequenas sem pás guias

Fonte: Própria autora (2022)

3.3 Traçado das pás e construção do modelo do rotor

Segundo a equação fundamental das máquinas de fluxo, a energia teórica que o rotor fornece ao fluido depende dos ângulos de entrada e saída do líquido no canal formado pelas pás do rotor, não trazendo condições de influência para os ângulos intermediários da curvatura da pá. Entretanto, se o traçado das pás não for apropriadamente executado, com uma mudança suave entre os ângulos de entrada e saída, pode causar queda no valor do rendimento hidráulico devido ao atrito gerado ao longo do canal entre as pás. Para evitar esse tipo de problema existem técnicas de traçados das pás como o traçado por arco espiral logarítmica, traçado por meio de arcos de circunferência ou traçado por pontos (MACINTYRE, 2013).

A técnica desenvolvida no trabalho para encontrar o raio de curvatura das pás trata-se do traçado por arcos de circunferência, podendo ser executada por um ou mais arcos de circunferência. Essa metodologia de traçado de pás é a mais antiga e muito utilizada para rotores

de velocidades específica lentas e normais. O traçado por meio de arcos de circunferência localiza o raio de curvatura das pás através de um arco de circunferência, construído com os ângulos de entrada (β_1) e de saída (β_2), que corta a circunferência de entrada (d_{m1}) e a circunferência de saída (d_2).

A construção do modelo do rotor parte dos resultados de dimensões obtidos e da metodologia de traçado das pás. Uma vez definida essas duas variáveis, a modelagem 3D do rotor pode ser feita pelo *software* de desenho *Autocad*.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Seguindo o roteiro de cálculos, durante o processamento do programa, são gerados resultados de pré-cálculos a fim de se obter os resultados finais das grandezas físicas do dimensionamento. Esses resultados correspondem a correção da descarga; rendimento hidráulico; velocidades médias, meridianas e tangenciais na entrada e saída do rotor; alturas de elevação do fluido; assim como resultados referentes a obstrução que as pás causam na saída e entrada do rotor; todos esses resultados obtidos são necessários para os cálculos referentes as dimensões físicas do rotor. A Tabela 9 mostra os dados dos pré-cálculos e seus respectivos resultados.

Tabela 9 – Valores pré-calculados no processamento do algoritmo

Dados	Valor
Número característico de rotações por minuto (n_q)	20,70 [rpm]
Correção da descarga (Q')	0,046 [m ³ /s]
Rendimento hidráulico (ϵ)	0,844 [-]
Velocidade média na boca de entrada do rotor (v'_1)	3,45 [m/s]
Velocidade meridiana na entrada do rotor (v_{m1})	3,85 [m/s]
Velocidade periférica no bordo de entrada (u_1)	11,11 [m/s]
Obstrução devido a espessura das pás no bordo de entrada do rotor (σ_1)	1,50 [cm]
Inverso do coeficiente de contração no bordo de entrada do rotor ($1/\nu_1$)	1,30 [-]
Velocidade periférica no bordo de saída (u_2)	26,83 [m/s]
Altura de elevação simplificada (H'_e)	41,38 [m]
Altura de elevação corrigida (H_e)	58,72 [m]
Velocidade meridiana na saída (v_{m2})	2,66 [m/s]
Velocidade periférica corrigida, levando em conta o desvio angular (u_{2cor})	27,18 [m/s]
Obstrução devido a espessura das pás no bordo de saída do rotor (σ_2)	1,30 [cm]
Inverso do coeficiente de contração no bordo de saída do rotor ($1/\nu_2$)	1,10 [-]

Fonte: Própria autora (2022)

Após o processamento do algoritmo de cálculo em linguagem *Python* é produzido uma impressão dos dados de saída do programa, que são as grandezas referentes ao pré-dimensionamento do rotor. Tais dados são apresentados na seguinte Tabela 10.

Tabela 10 – Resultados de saída do programa para o pré-dimensionamento do rotor de bomba centrífuga

Dados de saída	Valor
Velocidade de rotação específica (n_s)	75,54 [-]
Número de estágios do rotor (i)	1 [uni.]
Potência motriz do rotor (N)	31,38 [c.v.]
Diâmetro do eixo (d_e)	3,64 [cm]
Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (d_n)	5,04 [cm]
Diâmetro da boca de entrada do rotor (d'_1)	13,93 [cm]
Diâmetro médio da superfície de revolução produzida pelo movimento de rotação das pás do rotor (d_{m1})	14,07 [cm]
Ângulo das pás à entrada do rotor (β_1)	19,83 [°]
Número de pás do rotor (Z)	7 [uni.]
Espessura das pás (S_1)	0,5 [cm]
Passo entre pás (t_1)	0,063 [m]
Largura do bordo de entrada da pá do rotor (b_1)	3,51 [cm]
Diâmetro de saída do rotor (d_2)	35,4 [cm]
Ângulo das pás à saída do rotor (β_2)	23 [°]
Valor retificado do diâmetro de saída do rotor (d_{2ret})	35,8 [cm]
Passo circunferencial (t_2)	0,161 [m]
Largura das pás no bordo de saída do rotor (b_2)	1,70 [cm]

Fonte: Própria autora (2022)

Os resultados da Tabela 10 mostram que a bomba centrífuga se caracteriza como lenta pois a velocidade de rotação específica (n_s) é < 90 . A partir dessa classificação, os outros cálculos são executados pelo programa sucessivamente até se obter todas as dimensões necessárias. O valor correspondente ao número de estágios

(i) varia de acordo com a pressão de elevação. Outro dado importante apresentado na Tabela 10 é a potência motriz do rotor (N). Com esse resultado é possível escolher o motor elétrico que será empregado nessas condições. Posteriormente são apresentados na Tabela 10 os resultados do diâmetro do eixo (d_e) e do diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (d_n) que nos seus cálculos consideram o acoplamento por rasgo e chaveta. Já o diâmetro da boca de entrada do rotor (d'_1) representa o diâmetro da boca de sucção e o diâmetro médio da superfície de revolução produzida pelo movimento de rotação das pás do rotor (d_{m1}) para bombas lentas, como o caso do projeto, é aproximadamente igual ao diâmetro de entrada do rotor. Os resultados referentes ângulos das pás à entrada (β_1) e saída do rotor (β_2) mostram que estão dentro da margem esperada para um rotor de bomba centrífuga onde β_1 deve estar entre 15° a 30° e β_2 deve ser arbitrário variando entre $17^\circ 30'$ e 30° . Outros dados relevantes mostrado na Tabela 10 é o número de pás do rotor (Z) e a espessura das pás (S_1), que é a mesma tanto na entrada quanto na saída do rotor. O passo entre pás (t_1) e o passo circunferencial (t_2) mostram as distâncias entre as pás na entrada e saída do rotor, respectivamente. Os resultados correspondente a (b_1) e (b_2) mostram os valores da largura das pás no bordo de entrada e saída do rotor, respectivamente.

4.1 Validação de resultados

Visando agregar mais conhecimentos sobre dimensionamento de rotores radiais e validar as dimensões geradas pelo algoritmo, garantindo que os resultados apresentados pela metodologia da obra de *Mancintyre* sejam consistentes se comparados aos resultados da metodologia da obra de *Henn*, foi elaborada a Tabela 11 de comparação de resultados, em que as recomendações da metodologia descritas por Henn (2019) estão mostradas no APÊNDICE D.

Tabela 11 – Comparação de resultados entre as diferentes metodologia

Descrição	Resultado <i>Man-cintyre</i>	Resultado <i>Henn</i>	Variação
Velocidade de rotação específica	$n_s = 75,54 [-]$	$n_{qA} = 62,27 [-]$	17,60%
Potência motriz do rotor	$N = 31,38$ c.v.	$P_e = 30,15$ c.v.	3,90%
Diâmetro do eixo	$d_e = 3,64$ cm	$d_e = 3,48$ cm	4,40%
Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo	$d_n = 5,04$ cm	$d_c = 4,88$ cm	3,20%
Velocidade média na boca de entrada do rotor	$v'_1 = 3,45$ m/s	$c_a = 2,91$ m/s	15,65%
Diâmetro da boca de entrada do rotor (boca de sucção)	$d'_1 = 13,93$ cm	$D_a = 15,10$ cm	-8,40%
Diâmetro de entrada do rotor	$d_{m1} \approx d_1 = 14,07$ cm	$D_4 = 11,9$ cm	15,40%
Velocidade meridiana na entrada do rotor	$v_{m1} = 3,85$ m/s	$c_{m3} = 3,64$ m/s	5,45%
Velocidade periférica no bordo de entrada	$u_1 = 11,11$ m/s	$u_4 = 9,03$ m/s	18,72%
Ângulo das pás à entrada do rotor	$\beta_1 = 19,82^\circ$	$\beta_4 = 21,91^\circ$	-10,55%
Número de pás do rotor	$Z = 7$ uni.	$N = 6$ uni.	14,28%
Largura do bordo de entrada da pá do rotor	$b_1 = 3,51$ cm	$b_4 = 4,30$ cm	-18,50%
Velocidade periférica no bordo de saída do rotor	$u_2 = 26,83$ m/s	$u_{5prov} = 26,01$ m/s	3,05%
Diâmetro de saída do rotor	$d_2 = 35,34$ cm	$d_5 = 34,30$ cm	2,95%
Velocidade meridiana na saída	$v_{m2} = 2,66$ m/s	$v_{m5} = 2,77$ m/s	-4,10%
Velocidade periférica no bordo de saída do rotor corrigida	$u_{2cor} = 27,18$ m/s	$u_5 = 27,18$ m/s	0%
Valor retificado do diâmetro de saída do rotor	$d_{2ret} = 35,8$ cm	$D_5 = 36,0$ cm	-0,55%
Largura das pás no bordo de saída do rotor	$b_2 = 1,70$ cm	$b_5 = 1,60$ cm	6,00%

Fonte: Própria autora (2022)

Considerando os resultados da Tabela 11 e o gráfico de comparação de resultados ilustrado na Figura 32, encontrada no APÊNDICE E, é possível concluir que, independente da metodologia adotada, os resultados gerados são aproximados. A coluna de variação de resultados mostra a porcentagem de variação do resultado da metodologia segundo *Macintyre* sobre os resultados da metodologia segundo *Henn*. A variação de resultados ficou em uma margem de 0%,

onde não houve variação, até um pico de variação de 22,50%. Na grande maioria os resultados não divergem em porcentagens maiores que 10%, o que mostra que a metodologia proposta por *Macintyre* é adequada ao que se propõe.

A Tabela 3 mostra as recomendações que cada projetista propõe no seu trabalho, onde os resultados confirmam que embora as recomendações e formas de cálculos sejam diferentes os resultados são proporcionais.

Quadro 3 – Recomendações seguindo a metodologias das obras de *Mancintyre* e *Henn*

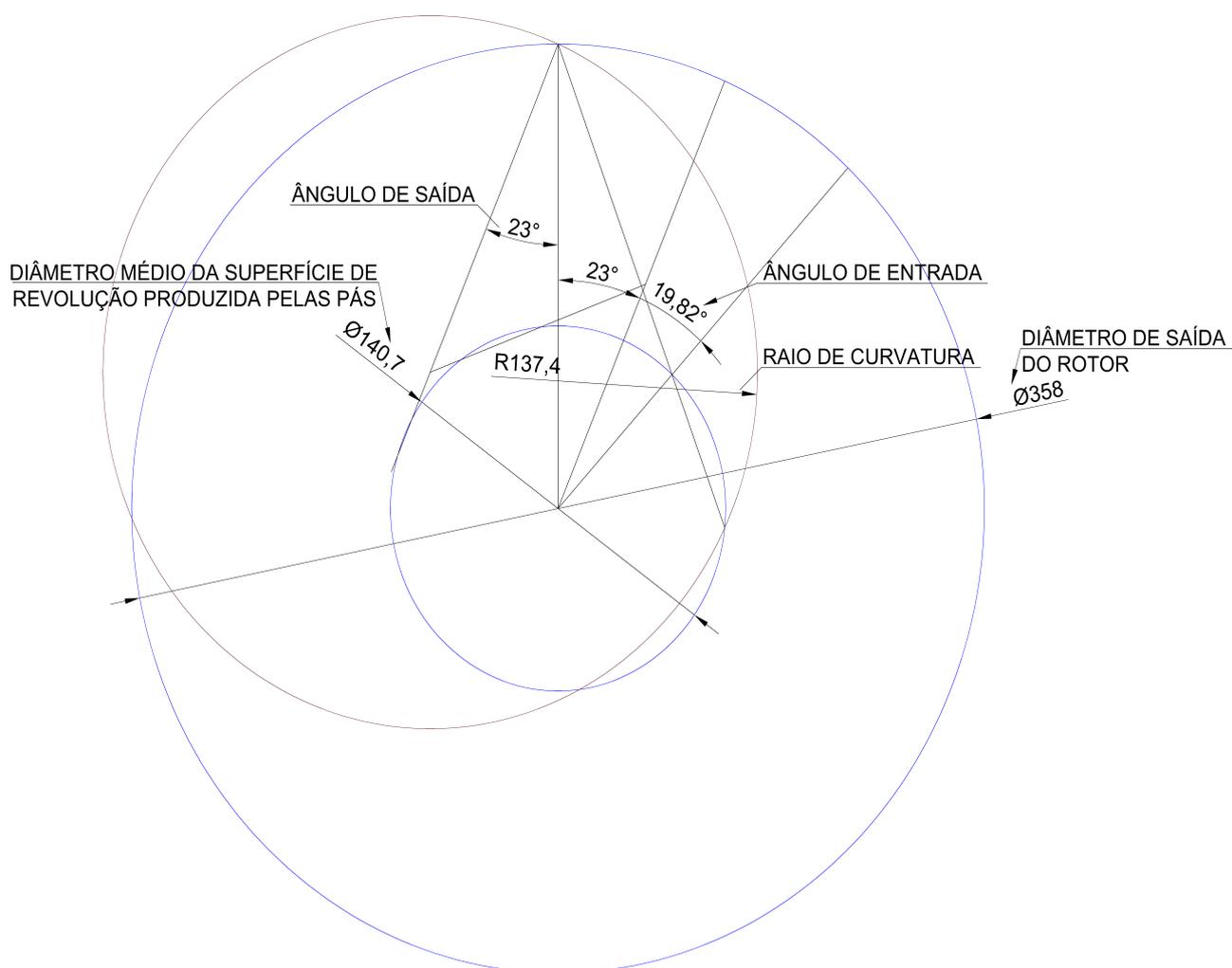
Descrição	Recomendações Mancintyre	Recomendações Henn
Velocidade de rotação específica para bomba centrífuga	$n_s \leq 220$ [rpm]	$60 \leq n_{qA} \leq 180$
Diâmetro do eixo	Cálculo com coeficiente de tensão de cisalhamento = 12	Cálculo com coeficiente de tensão de cisalhamento = 14 ou 16
Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo	Diâmetro do cubo = diâmetro do eixo mais 10 a 30mm	Diâmetro do cubo = diâmetro do eixo mais 10 a 30mm
Velocidade média na boca de entrada do rotor	Cálculo com coeficiente de velocidade média na entrada do rotor conforme tabela. Faixa de velocidade de 1,5 a 4m/s	Coefficiente de velocidade média na entrada do rotor conforme cálculo. Faixa de velocidade de 2 a 5m/s
Velocidade meridiana na entrada do rotor	Conforme cálculo	Velocidade meridiana na entrada do rotor igual (1,0 a 1,05)· velocidade na boca de entrada do rotor
Ângulo das pás à entrada do rotor	Conforme cálculo, onde o ângulo de inclinação varia de 15° a 30°	Conforme cálculo, onde o ângulo de inclinação varia de 15° a 20°
Número de pás do rotor	Seguindo critérios em relação a velocidade específica e ângulo das pás à saída do rotor variação de 6 a 10 pás	Conforme cálculo segundo coeficiente de correção que varia com o processo de fabricação do rotor (fundido ou conformado)
Espessura das pás do rotor	Definição através do material e tamanho do rotor. Espessura de 5 a 4 mm para rotores pequenos e 5 a 7 mm para rotores grandes	Cálculo considerando critérios de resistência dos materiais, rigidez estrutural e processos de fabricação
Largura do bordo de entrada da pá do rotor	Conforme cálculo utilizando a obstrução devido a espessura das pás na entrada do rotor	Conforme cálculo utilizando o rendimento volumétrico
Ângulo das pás à saída do rotor	Arbitrário que varia entre 17°30' e 30°	Arbitrário que varia entre 20° e 30°
Velocidade periférica no bordo de saída corrigida	Correção da velocidade feita considerando os desvios angulares dos filetes de fluido na saída do rotor	Correção da velocidade feita através da equação fundamental simplificada de máquinas de fluxo
Valor retificado do diâmetro de saída do rotor	Segundo cálculo considerando a velocidade periférica no bordo de saída corrigida	Segundo cálculo considerando a velocidade periférica no bordo de saída corrigida
Largura das pás no bordo de saída do rotor	Conforme cálculo considerando o rendimento volumétrico	Conforme cálculo considerando a obstrução na entrada do rotor devido a espessura das pás

Fonte: Adaptado de Macintyre (2013) e Henn (2019)

4.2 Modelagem do rotor

A partir dos resultados das grandezas físicas do rotor obtidas através do desenvolvimento dos cálculos, e da metodologia de traçado das pás, foi possível gerar um esboço do rotor através do *software* de desenho *Autocad*. Dando início a construção do desenho do rotor, como mostra a Figura 17, foi feita a construção do traçado das pás pela metodologia de traçado por meio de arcos de circunferência, mais precisamente por meio de um arco de circunferência.

Figura 17 – Traçado das pás do rotor

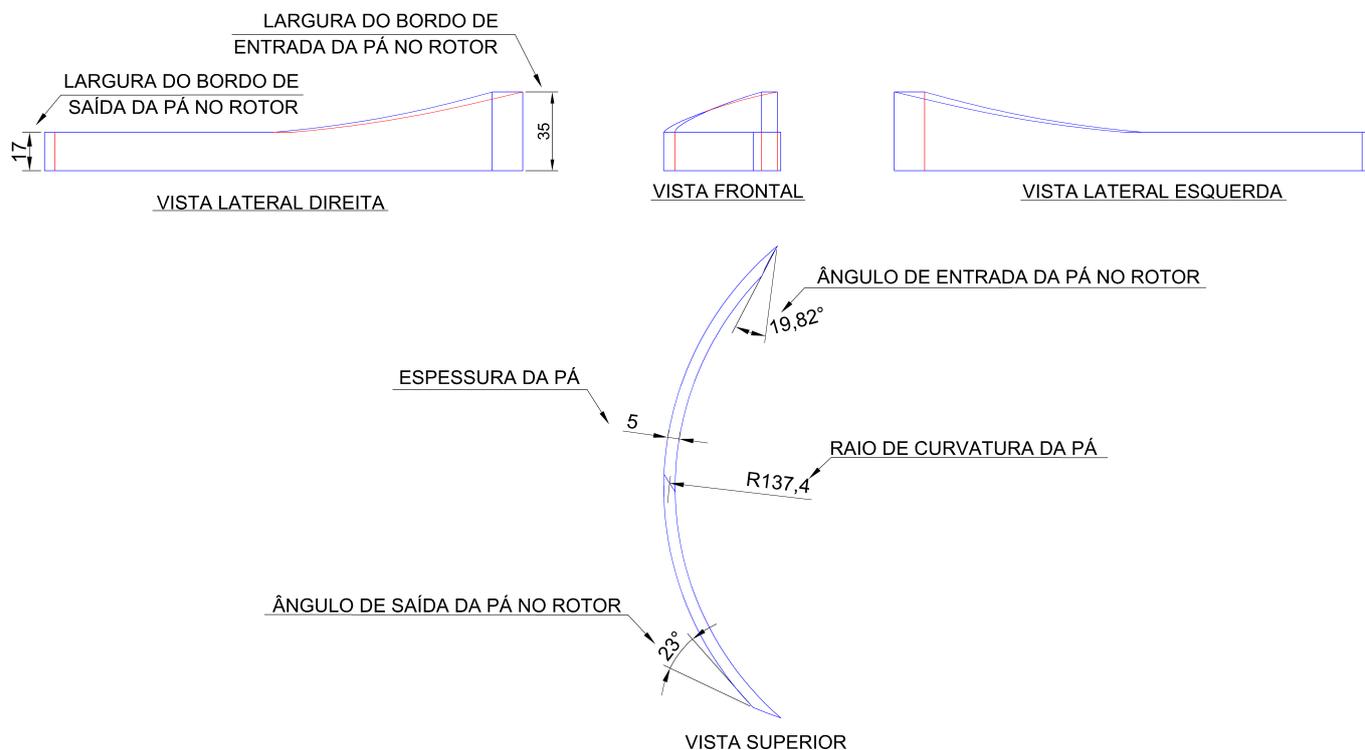


Fonte: Própria autora (2022)

A metodologia de traçado por meio de arcos de circunferência utiliza dos ângulos de entrada (β_1) e de saída (β_2) para criar retas que projetem o centro do raio de curvatura que corta o diâmetro de entrada (d_{m1}) e o diâmetro de saída (d_2) do rotor.

Na Figura 18, pode-se observar as projeções transversal e longitudinal da pá, perfil este que foi gerado com base no esboço do traçado das pás e no esboço da carcaça do rotor.

Figura 18 – Vistas pás rotor



Fonte: Própria autora (2022)

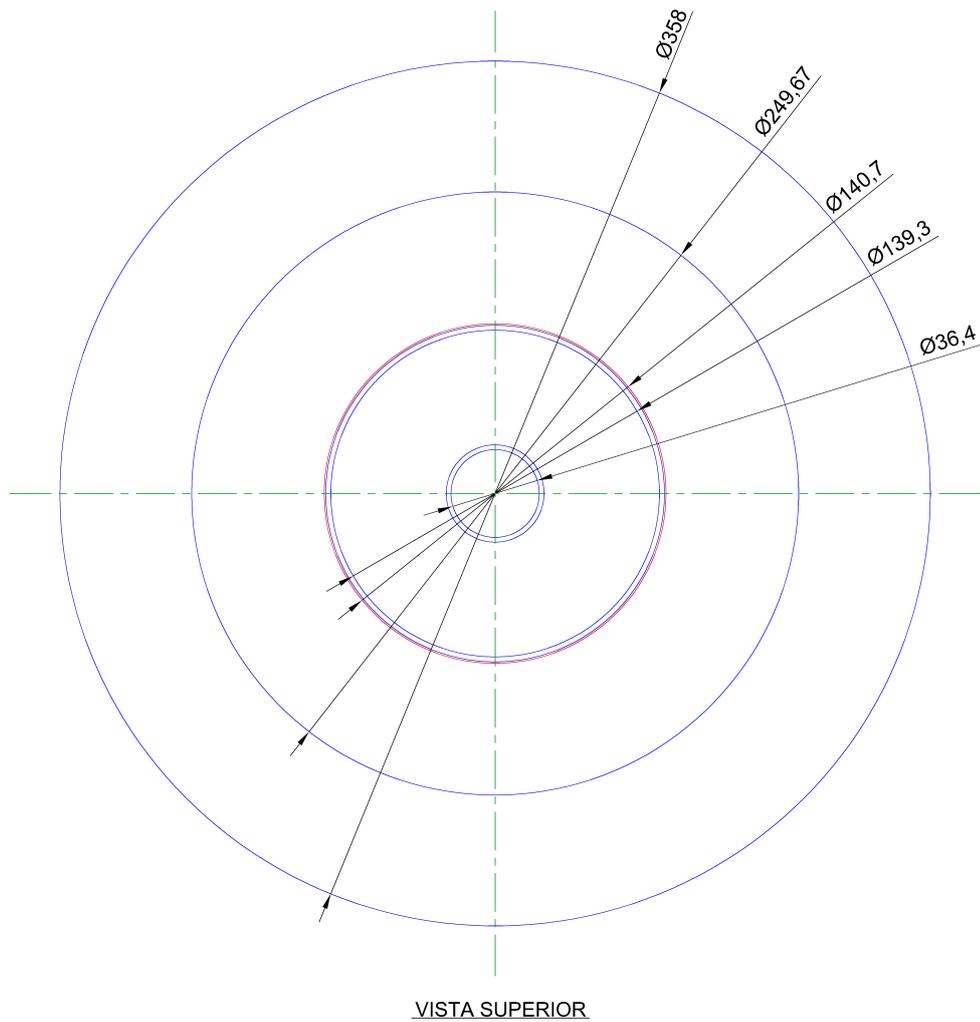
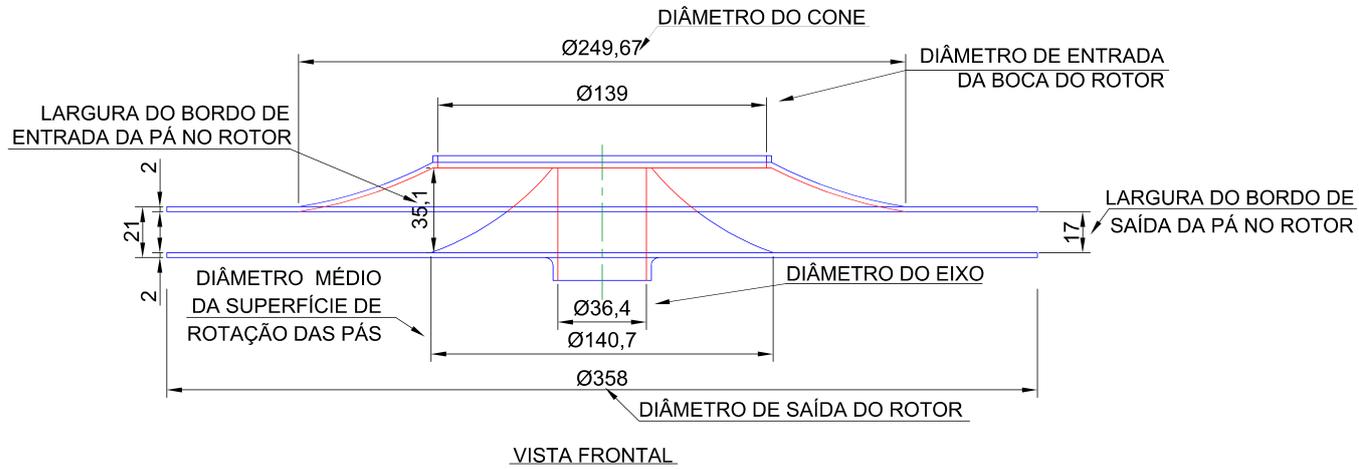
Pode-se observar que a imagem mostra alguns dados referentes a estrutura física das pás obtidos através do algoritmo de cálculo como a largura do bordo de entrada $b_1 = 35,1$ mm, largura do bordo de saída $b_2 = 17$ mm e espessura das pás $S_1 = 5$ mm. Outros dados apresentados na imagem são os ângulos de entrada e saída das pás do rotor, $\beta_1 = 19,82^\circ$ e $\beta_2 = 23^\circ$, respectivamente.

A criação da carcaça do rotor se baseou nas dimensões do diâmetro de entrada $d_{m1} = 140,7$ mm; diâmetro de saída do rotor retificado $d_{2ret} = 358$ mm; diâmetro da boca de sucção $d'_1 = 139$ mm e diâmetro do eixo $d_e = 36,4$ mm. Cada etapa da modelagem do rotor foi desenvolvida conforme os cálculos do roteiro, porém durante a construção do rotor algumas grandezas foram adotadas em conformidade com o desejado da modelagem da carcaça. Tais medidas, como as espessuras de 2 mm e do diâmetro do cone igual a 249,67 mm, não interferem sobre os diâmetros e na geometria das pás. A Figura 19 mostra as dimensões referentes a carcaça do rotor.

Após a definição do esboço da carcaça do rotor e da modelagem das pás, a última etapa foi realizar um padrão circular com as 7 pás, finalizando assim a construção do esboço do rotor radial pré-dimensionado segundo o roteiro de cálculos descritos no projeto. A Figura 20, mostra o passo de entrada das pás do rotor $t_1 = 63$ mm e o passo de saída das pás do rotor $t_2 = 160,67$ mm.

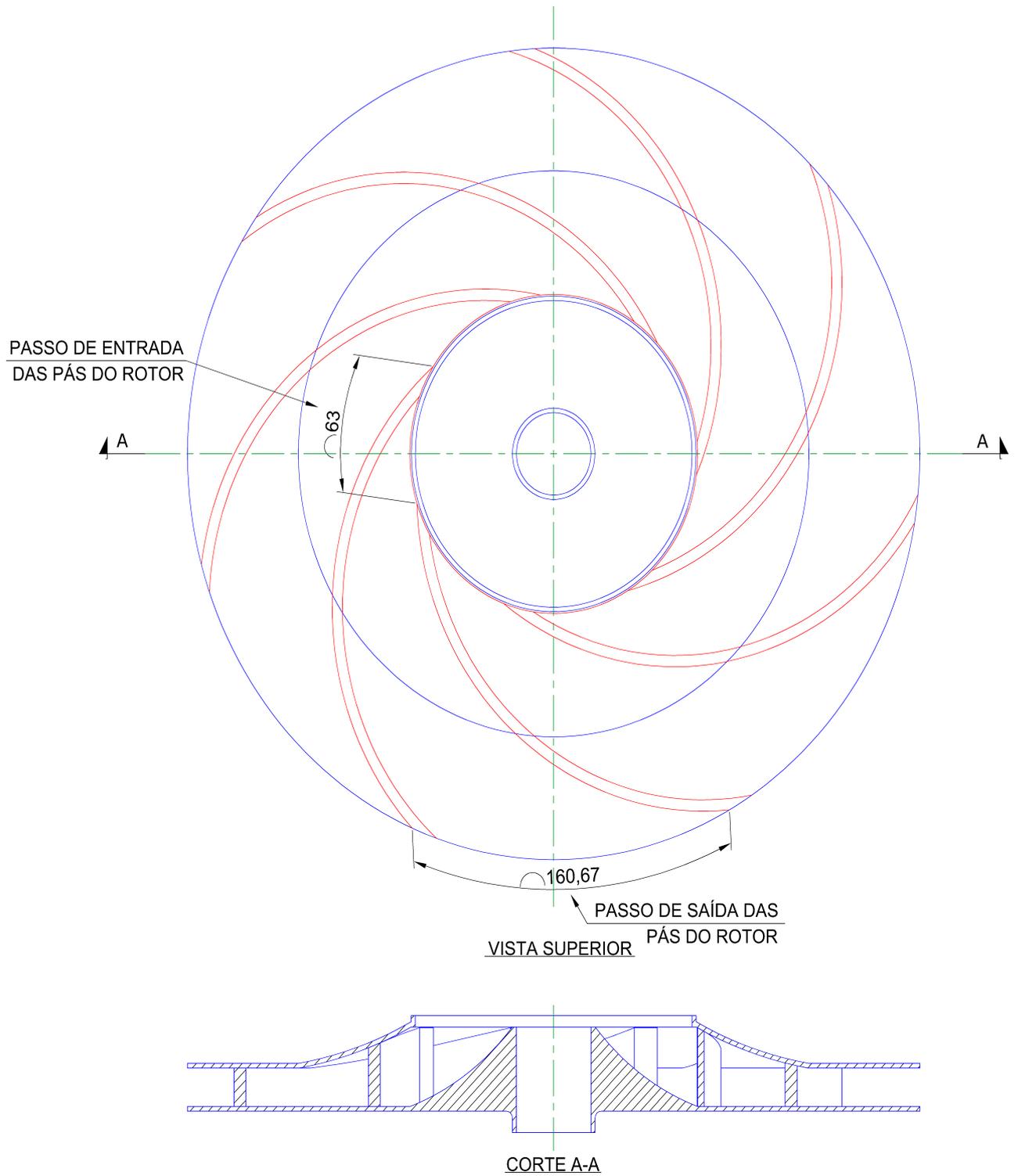
Por fim, a Figura 21 mostra a representação isométrica 3D do rotor.

Figura 19 – Vistas carcaça do rotor



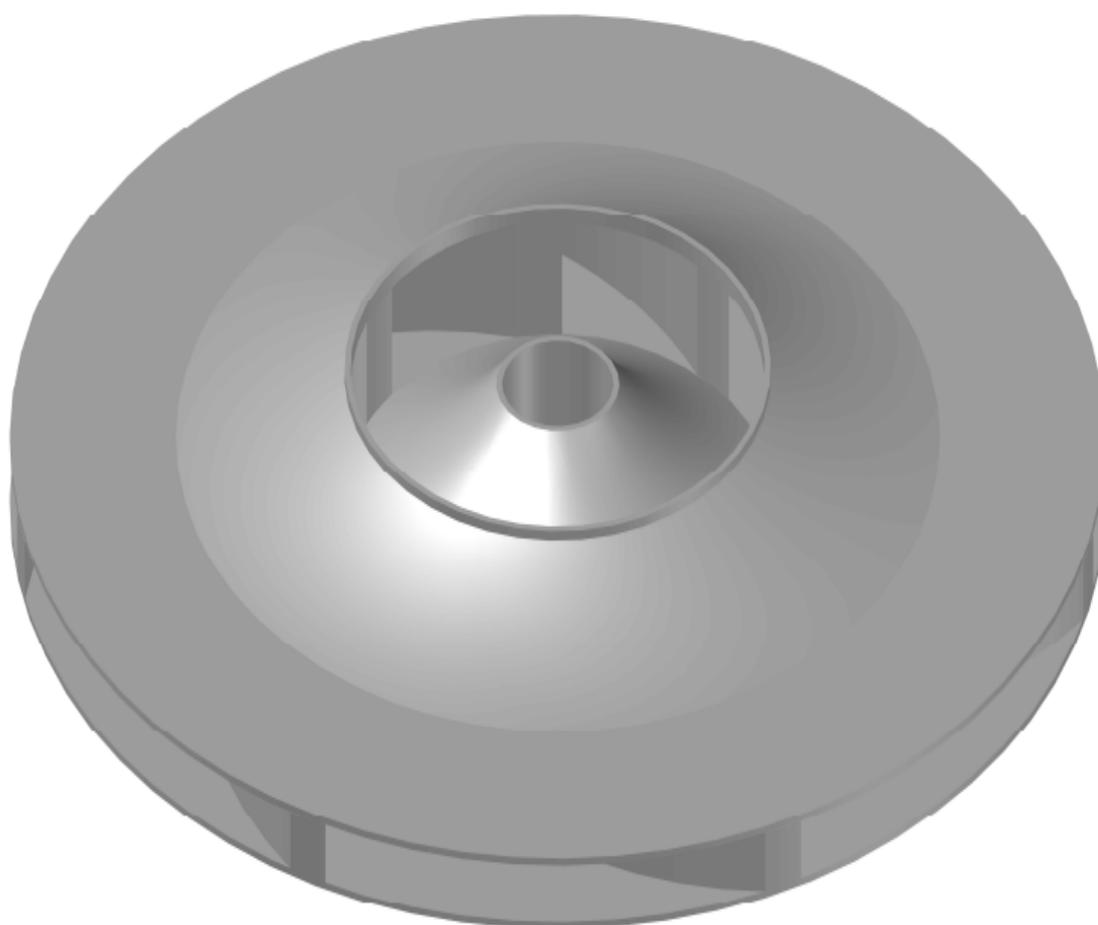
Fonte: Própria autora (2022)

Figura 20 – Vistas do rotor



Fonte: Própria autora (2022)

Figura 21 – Vista isométrica 3D rotor



Fonte: Própria autora (2022)

5 CONCLUSÃO

Diante da revisão bibliográfica apresentada, foi observado que no início os mecanismos de transporte de água foram desenvolvidos com pouco estudo e atualmente existem diferentes metodologias para desenvolver o projeto de bombas. Buscando um melhor entendimento analítico nas operações que regem o dimensionamento e os conceitos básicos que descrevem o funcionamento das bombas centrífugas, o presente trabalho trouxe o roteiro de cálculo do pré-dimensionamento do rotor através da metodologia de *Macintyre* e a validação dos resultados segundo a metodologia de *Henn*. Tal pré-dimensionamento se faz necessário pois ele está fortemente associado à eficiência do equipamento, assim como na definição de sua vida útil.

Por meio do estudo proposto, fundamentado com base em uma revisão sobre os procedimentos de dimensionamento de rotores e sobre máquinas de fluido, foram adquiridas competências técnicas para a execução do projeto de pré-dimensionamento de um rotor de bomba centrífuga adequado em concordância com o emprego esperado. Nesse sentido, o estudo proposto possibilitou a aquisição de um maior conhecimento sobre esse equipamento através de diferentes metodologias de dimensionamento.

Concluiu-se através do fundamento teórico, dos resultados obtidos através do programa *Python*, da validação dos resultados e da modelagem do rotor, que o presente trabalho cumpriu devidamente com seu objetivo principal. Nesse sentido, o estudo proposto constatou independente da metodologia de dimensionamento de rotor, ambas estabeleceram toda a teoria básica necessária para o desenvolvimento de rotores radiais de bombas centrífugas, desde os princípios comuns que regem o seu funcionamento até as abordagens de operações de dimensionamento. Os resultados validam ambas as considerações das metodologias, que embora sejam diferentes, estão sendo direcionadas a resultados de dimensionamento muito próximos. No entanto, vale ressaltar que o trabalho trata-se de um pré-dimensionamento e para o efetivo dimensionamento deverá ser feita uma análise estrutural através da seleção do material que será aplicado nos componentes do rotor. Nesse sentido, também recomenda-se que sejam feitos estudos que busquem aprimorar e complementar o presente estudo, sendo eles:

- a) Dimensionamento dos componentes faltantes da bomba centrífuga;
- b) Estudo de pontos de cavitação nas pás;
- c) Simulação do funcionamento e rendimento máximo do rotor.

REFERÊNCIAS

- CARVALHO, Daniel Fonseca de; SILVA, Leonardo Duarte Batista da. **Fundamentos de Hidráulica**. Rio de Janeiro, 2006.
- FERNANDES, Carlos. **Abastecimento de água**. Campina Grande, 2003.
- FRIZZO, Leonardo Armando et al. Física para todos: a construção de uma roda da'água. In: XX JORNADA DE EXTENSÃO. Juí: Salão do Conhecimento UNIJUÍ, 2019. Disponível em: <<https://publicacoeseventos.unijui.edu.br/index.php/salaconhecimento/article/view/12843>>.
- GERMER, Eduardo. **Máquinas de fluxo**. Paraná, 2015. Disponível em: <http://paginapessoal.utfpr.edu.br/eduardomg/maquinas-de-fluxo/materia/folder_contents>.
- GOUVEA, Marcos Martins Rezende de. **Estudo de confiabilidade em bombas centrífugas**. Campinas, 2008.
- HENN, Érico Antônio Lopes. **Máquinas de fluido**. 4. ed. Santa Maria: Editoraufsm, 2019.
- LEAL, Shara Katerine Moreira Jorge; CARVALHO, Rosilanny Soares; PINHEIRO, Daiane Antunes. Determinação da altura manométrica dos sistemas de distribuição de fluidos do reator tubular presente no módulo didático de cinética e cálculo de reatores. In: XXI ENC ENCONTRO NACIONAL DE MODELAGEM COMPUTACIONAL. Buzíos: Anais do XXI ENMC, 2018. Disponível em: <<https://essentiaeditora.iff.edu.br/index.php/enmc-ectm/article/view/12908>>.
- MACINTYRE, Aechibald Joseph. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2. ed. Santa Maria: LTC, 2013.
- NETTO, J. M. D. A. Pequena história das bombas hidráulicas. **Revista DAE**, v. 49, n. 154, p. 15–16, 1989.
- PFLEIDERER, C. **Bombas centrífugas y turbocompressores**. Barcelona: Labor, 1994.
- PFLEIDERER, C; PETERMANH, H. **Máquinas de fluxo**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1973.
- SOUZA, Neemias S. **Apostila de acionamentos elétricos**. 2009. Disponível em: <<https://docente.ifrn.edu.br/heliopinheiro/Disciplinas/maquinas-acionamentos-eletricos/apostila-basica>>.
- TEDESCHI, P. **Centrifugal and axial pumps**. New York: John Wiley e Sons, 1957.
- TEDESCHI, P. **Proyecto de máquinas**. Buenos Aires: Editora Universitaria, 1969.
- VERDE, William Monte. **Máquinas de fluxo**. Londrina: Editora e Distribuidora Educacional S.A., 2008.

APÊNDICE A – FÓRMULAS PARA OS CÁLCULOS DO ROTEIRO DE DIMENSIONAMENTO

Velocidade de rotação específica real da bomba (n_s)

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (1)$$

- n_s : velocidade de rotação específica real da bomba, [rpm] ;
- n : velocidade de rotação [rpm];
- Q : vazão da máquina [m³/s];
- H : altura manométrica [m].

Número característico de rotações por minuto (n_q)

$$n_q = \frac{n_s}{3,65} \quad (2)$$

- n_q : número característico de rotações por minuto [rpm];
- n_s : velocidade de rotação específica real da bomba, adimensional.

Correção da descarga (Q')

$$Q' = Q + (P_c \cdot Q) \quad (3)$$

- Q : vazão da máquina [m³/s];
- P_c : porcentagem de correção da descarga, adimensional;
- Q' : vazão corrigida máquina [m³/s].

Rendimento hidráulico (ϵ)

$$\epsilon = 1 - \frac{0,8}{\sqrt[4]{Q}} \quad (4)$$

- ϵ : rendimento hidráulico, adimensional;
- Q : vazão de recalque [gpm].

Potência motriz N

$$N = \frac{\rho \cdot Q \cdot H_{man}}{75 \cdot \eta} \quad (5)$$

- N: potência motriz [c.v.];
- ρ : massa específica da água [kg/m³];
- Q': vazão da máquina corrigida [m³/s];
- H_{man} : altura manométrica [m];
- η : rendimento total máximo.

Diâmetro do eixo (d_e)

$$d_e = \left(12 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \right) + x \quad (6)$$

- d_e : diâmetro do eixo [cm];
- N: potência motriz [c.v.];
- x: fator de aumento para o rasgo de chaveta [cm];
- n: rotações de acionamento [rpm].

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

$$d_n = d_e + [y] \quad (7)$$

- d_n : diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo [cm];
- y: fator de aumento adotado para o uso da chaveta [cm];
- d_e : diâmetro do eixo [cm].

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

$$v'_1 = k_{v'_1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{man}} \quad (8)$$

- v'_1 : velocidade média na boca de entrada do rotor [m/s];
- $k_{v'_1}$: coeficiente de velocidade média na entrada do rotor, adimensional;
- g : aceleração da gravidade [m/s^2];
- H_{man} : altura manométrica [m].

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

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot v'_1} + d_n^2} \quad (9)$$

- d'_1 : diâmetro da boca de entrada do rotor [m];
- v'_1 : velocidade média na boca de entrada do rotor [m/s];
- d_n : diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo [m];
- Q' : vazão corrigida máquina [m^3/s].

Diâmetro médio da superfície de revolução gerado pela rotação das pás do rotor

(d_{m1})

$$d_{m1} = w \cdot d'_1 \quad (10)$$

- d_{m1} : diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor [m];
- w : fator de variação do diâmetro d'_1 segundo n_s , adimensional;
- d'_1 : diâmetro da boca de entrada do rotor [m].

Velocidade meridiana na entrada do rotor (v_{m_1})

$$v_{m_1} = k_{v_{m_1}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{man}} \quad (11)$$

- v_{m_1} : velocidade meridiana na entrada do rotor [m/s];
- $k_{v_{m_1}}$: coeficiente de velocidade meridiana na entrada do rotor, adimensional;
- g : aceleração da gravidade [m/s²];
- H_{man} : altura manométrica [m].

Velocidade periférica no bordo de entrada (u_1)

$$u_1 = \frac{\pi \cdot d_{m_1} \cdot n}{60} \quad (12)$$

- u_1 : velocidade periférica no bordo de entrada do rotor [m/s];
- d_{m_1} : diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor [m];
- n : rotações de acionamento [rpm].

Inclinação do ângulo das pás à entrada do rotor (η_1)

$$tg(\beta_1) = \frac{v_{m_1}}{u_1} \quad (13)$$

- β_1 : inclinação do ângulo das pás à entrada do rotor [graus]
- u_1 : velocidade periférica no bordo de entrada [m/s];
- v_{m_1} : velocidade meridiana na entrada do rotor.

Obstrução devido à espessura das pás na entrada do rotor (σ_1)

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\text{sen}(\beta_1)} \quad (14)$$

- σ_1 : obstrução devido à espessura das pás no bordo de entrada do rotor [m];
- S_1 : espessura das pás na entrada do rotor;
- β_1 : inclinação do ângulo das pás à entrada do rotor [graus].

Inverso do coeficiente de contração (ν_1)

$$t_1 = \frac{\pi \cdot d_{m1}}{Z} \quad (15)$$

$$\frac{1}{\nu_1} = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \quad (16)$$

- σ_1 : obstrução devido à espessura no bordo entrada do rotor [m];
- ν_1 : coeficiente de contração no bordo de entrada do rotor, adimensional;
- Z : quantidade de pás;
- t_1 : passo entre as pás.

Largura das pás no bordo de entrada do rotor (b_1)

$$b_1 = \frac{Q'}{(\pi \cdot d_{m1} - Z \cdot \sigma_1) \cdot v_{m1}} \quad (17)$$

- b_1 : largura das pás no bordo de entrada do rotor [m];
- v_{m1} : velocidade meridiana na entrada do rotor [m/s];
- d_{m1} : diâmetro médio da superfície de revolução produzido pelo movimento de rotação das pás do rotor [m];
- Z : quantidade de pás;
- σ_1 : obstrução devido à espessura das pás no bordo de entrada do rotor [m];
- Q' : vazão corrigida máquina [m³/s].

Velocidade periférica no bordo de saída do rotor (u_2)

$$u_2 = k_{u_2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{man}} \quad (18)$$

- u_2 : velocidade periférica na saída do rotor [m/s];
- k_{u_2} : coeficiente de velocidade tangencial na saída do rotor, adimensional;
- g : aceleração da gravidade [m/s^2];
- H_{man} : altura manométrica [m].

Calculo da velocidade periférica/tangencial (u_2) no bordo de saída segundo

Sulzer

$$u_2 = \Phi \sqrt{H_{man}} \quad (19)$$

- Φ : coeficiente de descarga, adimensional.
- u_2 : velocidade periférica na saída do rotor [m/s];
- H_{man} : altura manométrica [m].

Diâmetro de saída do rotor d_2

$$d_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \quad (20)$$

- d_2 : diâmetro de saída do rotor [m];
- u_2 : velocidade periférica na saída do rotor [m/s];
- n : rotações de acionamento [rpm].

Altura de elevação corrigida (H_e)

$$H'_e = \frac{H_{man}}{\epsilon} \quad (21)$$

$$H_e = H'_e \cdot \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{\Psi}{Z}\right) \quad (22)$$

- H'_e : altura total de elevação simplificada [m];
- H_e : altura total de elevação corrigida [m]
- H_{man} : altura manométrica [m];
- Z : quantidade de pás;
- Ψ : Fator de correção de *Pfleiderer*
- ϵ : rendimento hidráulico.

Velocidade meridiana na saída (v_{m2})

$$v_{m2} = k_{vm2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{man}} \quad (23)$$

- v_{m2} : velocidade meridiana na saída do rotor [m/s];
- k_{vm2} : coeficiente de velocidade meridiana na saída do rotor, adimensional;
- g : aceleração da gravidade [m/s²];
- H_{man} : altura manométrica [m].

Velocidade periférica na saída do rotor corrigida (u_{2cor})

$$u_{2cor} = \frac{v_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg}(\beta_2)} + \sqrt{\left(\frac{v_{m2}}{2 \cdot \operatorname{tg}(\beta_2)}\right)^2 + g \cdot H_e} \quad (24)$$

- u_{2cor} : velocidade periférica corrigida [m/s];
- v_{m2} : velocidade meridiana na saída do rotor [m/s];
- g : aceleração da gravidade [m/s²];
- H_e : altura total de elevação corrigida [m].

Valor retificado do diâmetro de saída do rotor (d_{2ret})

$$d_{2ret} = \frac{60 \cdot u_{2cor}}{\pi \cdot n} \quad (25)$$

- d_{2ret} : diâmetro de saída do rotor retificado [m];
- u_{2cor} : velocidade periférica corrigida na saída do rotor [m/s];
- n : rotações de acionamento [rpm].

Obstrução devido à espessura das pás na saída do rotor (σ_2)

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{\text{sen}(\beta_2)} \quad (26)$$

- σ_2 : obstrução devido à espessura das pás no bordo de saída do rotor [m];
- S_2 : espessura das pás na saída do rotor igual S_1 [m];
- β_2 : inclinação do ângulo das pás à saída do rotor [graus].

Inverso do coeficiente de contração (ν_{2cor})

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_{2ret}}{Z} \quad (27)$$

$$\frac{1}{\nu_2} = \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} \quad (28)$$

- σ_2 : obstrução devido à espessura das pás no bordo de saída do rotor [m];
- d_{2ret} : diâmetro de saída do rotor retificado [m];
- ν_2 : coeficiente de contração no bordo de saída do rotor, adimensional;
- Z : quantidade de pás;
- t_2 : passo circunferencial.

Largura das pás no bordo de saída do rotor (b_2)

$$b_2 = \frac{Q'}{(\pi \cdot d_{2ret} - Z \cdot \sigma_2) \cdot v_{m2}} \quad (29)$$

- b_2 : largura das pás no bordo de saída do rotor [m];
- v_{m2} : velocidade meridiana na saída do rotor [m/s];
- d_{2ret} : diâmetro de saída do rotor retificado [m];
- Z : quantidade de pás;
- σ_2 : obstrução devido à espessura das pás na saída do rotor [m];
- Q' : vazão corrigida máquina [m^3/s].

In [2]:

APÊNDICE B – CÓDIGO FONTE

```

1 import math
2
3 #DADOS DE ENTRADA
4 Q=0.044 #Vazão [m^3/s]
5 Hman= 36 #altura manométrica [m]
6 n=1450 #rotações por minutos [rpm]
7 nrpm=1450
8 g=9.8 #aceleração da gravidade [m/s^2]
9 rho=1000 #massa específica do fluido de trabalho [kg/m^3]
10
11 #1-Velocidade de rotação específica (ns)
12 ns=3.65*((n*((Q)**(1/2)))/(Hman**(3/4))) #Velocidade de rotação específica [rpm]
13 #Classificação segundo ns
14 if ns<90:
15     print("Bombas centrífugas lentas: ns = ", "{0:0.2f}".format(ns),'(rpm)')
16 if 90<ns<130:
17     print("Bombas centrífugas normais: ns = ", "{0:0.2f}".format(ns),'(rpm)')
18 if 130< ns< 220:
19     print("Bombas centrífugas rápidas: ns = ", "{0:0.2f}".format(ns),'(rpm)')
20 if ns>220 :
21     print("Velocidade de rotação específica não classifica em bombas centrífugas (ns > 2
22
23 #2-Número característico (nq)
24 nq=ns/3.65 #Número característico [rpm]
25
26
27 #Número de estágio (i)
28 if Hman<=50:
29     i=1 #número de estágio [uni.], dimensionamento apropriado para rotores de 1 estágio.
30 print("Número de estágios do rotor: i= ", " {0:0.2f}".format(i),'uni.')
31 if Hman>50 :
32     print("Altura manométrica Hman>50, rotor de múltiplos estágios. Programa de dimensio
33
34 #3-Correção da descarga Q'
35 if Q> 0.139 and Hman<15: #Aumento de 3% para bombas de grandes descargas e baixa press
36     pc=0.03
37 if 0.0139<Q<0.139 and 15<=Hman<=50: #Aumento de 4% para bombas de média pressão e médi
38     pc=0.04
39 if Q<0.0139 and Hman>50: #Aumento de 10% para bombas de pequenas descargas e altas pre
40     pc=0.10
41 Qcor=Q+(Q*pc)
42
43 #4-Rendimento hidráulico (e)
44 qgpm=Q*15850.323
45 e=1-((0.8)/((qgpm)**(1/4))) #Rendimento hidráulico adimensional
46
47
48 #5- Potência motriz do rotor (N)
49 rt=0.7 #Rendimento total máximo igual a 70%
50 N=(rho*Qcor*Hman)/(75*rt) #Potência motriz do rotor [c.v.]
51 print("Potência motriz do rotor: N= ", " {0:0.2f}".format(N),'c.v')
52
53 #6- Diâmetro do eixo (de)
54 fe=(N/n)**(1/3)
55 x=0.3 #Fator de aumento adotado para o rasgo de chaveta [cm]
56 de=(12*fe)+ x #Diâmetro do eixo [cm]
57 print("Diâmetro do eixo: de= ", " {0:0.2f}".format(de),'cm')
58
59 #7- Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo (dn)

```

```

60 y= 1.4 #Fator de aumento adotado para o uso de chaveta [cm]
61 dn= de+(y) # Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo [cm]
62 print("Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo: dn= ", " {0:0.2f}".format(dn),'c
63
64
65 #8- Velocidade média na boca de entrada do rotor (v'1)
66 #Variação do coeficiente de velocidade média na entrada do rotor (Kv1) segundo o número
67 if nq<10 :
68     Kv1=0.9
69 if 10 < nq <20 :
70     Kv1=0.11
71 if 20 < nq < 30 :
72     Kv1=0.13
73 if 30 < nq <40 :
74     Kv1=0.17
75 v1=Kv1*((2*g*Hman)**(1/2)) #Velocidade média na boca de entrada do rotor [m/s]
76
77
78 #9- Diâmetro da boca de entrada do rotor (d'1)
79 d1=(((4*Qcor)/( math.pi * v1))+((dn/100)**2))**(1/2) # Diâmetro da boca de entrada do
80 print("Diâmetro da boca de entrada do rotor : d'1= ", " {0:0.4f}".format(d1),'m')
81
82 #10-Diâmetro médio da superfície de revolução produzida pelo movimento de rotação das
83 #Para bombas centríguas Lentas
84 if ns<90:
85     w= 1.01 #Variação para bombas Lentas dm1=d1 ou até 1,1 d1
86 #Para bombas centrífugas normais
87 if 90< ns < 130 :
88     w= 0.925 #Variação para bombas normais dm1= 0,90 até 0.95 d1
89 #Para bombas centrífugas Rápidas
90 if 130 < ns < 220:
91     w= 0.85 #Variação para bombas rápidas dm1= 0,80 a 0,90 d1
92 dm1=w*d1 #Diâmetro médio da superfície de revolução produzida pelo movimento de rotaçã
93 print("Diâmetro médio da superfície de revolução produzida pelo movimento de rotaçãso
94
95 #11- Velocidade meridiana na entrada do rotor (vm1)
96 #Variação do coeficinete da componente meridiana na entrada do rotor
97 if nq<10 :
98     Kvm1=0.11 #Variação para nq<10 de 0,11 a 1,12
99 if 10 < nq < 20 :
100     Kvm1=0.125 #Variação para 10< nq <20 de 0,125 a 1,14
101 if 20 < nq < 30 :
102     Kvm1=0.145 #Variação para 20< nq <30 de 0,145 a 1,175
103 if 30 < nq < 40 :
104     Kvm1=0.175 #Variação para 30< nq <40 de 0,175 a 1,195
105 if 40 < nq < 50 :
106     Kvm1=0.195 #Variação para 40< nq <50 de 0,195 a 1,205
107 if 50 < nq < 60 :
108     Kvm1=0.21 #Variação para 50< nq <60 de 0,21 a 0,225
109 a=(2*g*Hman)**(1/2)
110 vm1= Kvm1*a
111 if 4 < vm1 < 1.5 :
112     print("Entrar com novo valor de altura manométrica e/ou novo valor de coeficiente de
113
114 #12- Velocidade periférica no bordo de entrada (u1)
115 u1=(math.pi*(dm1)*n)/(60) #Velocidade periférica no bordo de entrada [m/s]
116
117
118 #13- Inclinação do ângulo das pás à entrada do rotor
119 beta1= (math.atan (vm1/u1))*(180/math.pi) # Inclinação do ângulo das pás à entrada do
120 print("Ângulo das pás à entrada do rotor : beta1= ", " {0:0.2f}".format(beta1),'graus')

```

```

121 if 30 < beta1 <15 :
122     print("Inclinação não apropriada para bombas centrífugas, entrar com novos dados ini
123
124 #14- Número de pás (Z)
125 Beta2=23 #Ângulo inicialmente arbitrário (indicação de variação de 20 a 30 graus)
126 #Definição de Z segundo a variação de (d2/d1 = 1,4 a 2) correspondente a bombas centrí
127 if 90<=ns<=220 and 15<= Beta2<= 20:
128     z=7 #Variação de 6 a 7 pás para essa configuração
129
130 #Definição de Z segundo a variação de (d2/d1 = 1,4 a 2) correspondente a bombas centrí
131 if 90<=ns<=220 and 20< Beta2 <=25:
132     z=8 #Variação de 7 a 8 pás para essa configuração
133
134 #Definição de Z segundo a variação de (d2/d1 = 1,4 a 2) correspondente a bombas centrí
135 if 90<=ns<=220 and 25< Beta2 <=35:
136     z=10 #Variação de 8 a 10 pás para essa configuração
137
138 #Definição de Z segundo a variação de (d2/d1 = 1,8 a 2,5) correspondente a bombas cent
139 if ns<=220 and 22.3<= Beta2 <= 30:
140     z=7 #Variação de 6 a 7 pás para essa configuração
141
142 #Definição de Z segundo a variação de (d2/d1 = 1,8 a 2,5) correspondente a bombas cent
143 if ns<=220 and 30<= Beta2 <= 35:
144     z=9 #Variação de 8 a 9 pás para essa configuração
145
146 #Definição de Z segundo a variação de (d2/d1 = 1,8 a 2,5) correspondente a bombas cent
147 if ns<=220 and 35< Beta2 <=45:
148     z=10 #Variação de 9 a 10 pás para essa configuração
149 Z=z*1 #Simplificação para o print da quantidade de pás
150 print("Número de pás do rotor : Z= ", " {0:0.2f}".format(Z),'uni.')
151
152 #15-Obstrução devido a espessura das pás (sigma1)
153 #Definição do cálculo de aproximação do diâmetro de saída do rotor (ad2)
154 #Aproximação do diâmetro de saída para bombas Lentas
155 if ns<90:
156     D2= 2.3*dm1 #Variação para bombas lentas D2=d1 ou até 1,1 d1 [m]
157 #Aproximação do diâmetro de saída para bombas centrífugas normais
158 if 90< ns < 130 :
159     D2= 1.8*dm1 #Variação para bombas normais D2= 1,5 até 2 d1 [m]
160 #Aproximação do diâmetro de saída para bombas centrífugas Rápidas
161 if 130 < ns < 220:
162     D2= 1.5*dm1 #Variação para bombas rápidas D2= 1,3 a 1,8 d1 [m]
163 #Se D2 > 30cm espessura= 4 mm
164 if D2<0.3:
165     s1=0.004 #Espessura [m]
166 #Se 0.3 <= D2 <= 0.4 espessura= 5 mm
167 if 0.3 <= D2 <= 0.4:
168     s1=0.005 #Espessura [m]
169 #Se 0.4 <= D2 <= 0.5 espessura= 7 mm
170 if 0.4 <= D2 <= 0.5:
171     s1=0.007 #Espessura [m]
172 S1=s1*1
173 print("Espessura das pás na entrada do rotor : S1= ", " {0:0.3f}".format(S1),'m')
174 #Obstrução devido a espessura das pás
175 sigma1=S1/(math.sin(math.radians(beta1)))
176
177 #Passo entre as pás
178 t1=(math.pi*dm1)/(Z) #Passo entre pás [m]
179 print("Passo entre as pás: t1= ", " {0:0.3f}".format(t1),'m')
180 #Inverso do coeficiente de contração no bordo de entrada do rotor
181 (v1inv)=t1/(t1-sigma1) #Inverso do coeficiente de contração no bordo de entrada do rot

```

```

182 if 1.30<v1inv<1.20:
183     print("Inverso do coeficiente de contração no bordo de entrada do rotor: v1inv= ",")
184
185 #16- Largura do bordo de entrada da pá (b1)
186 b1=(Qcor)/(((math.pi*dm1)-(Z*sigma1))*vm1) #Largura do bordo de entrada da pá [m]
187 print("Largura do bordo de entrada da pá: b1= ", "{0:0.4f}".format(b1),'m')
188
189 #GRANDEZAS A SAÍDA DO ROTOR
190 #17- Velocidade periférica no bordo de saída do rotot (up2)
191 #Variação do coeficinete de velocidade tangencial na saída do rotor
192 if nq<10 :
193     Ku2=0.98 #Variação para nq<10=0,98
194 if 10 <= nq <= 20 :
195     Ku2=1.0 #Variação para 10< nq <20 de 0,99 a 1,02
196 if 20 < nq <=25 :
197     Ku2=1.01 #Variação para 20< nq <25 de 1,0 a 1,01
198 if 25 < nq <= 30 :
199     Ku2=1.02 #Variação para 25< nq <30 de 1,02 a 1,03
200 if 30 < nq <= 40 :
201     Ku2=1.04 #Variação para 30< nq <40 de 1,03 a 1,05
202 if 40 < nq <= 50 :
203     Ku2=1.055 #Variação para 40< nq <50 de 1,05 a 1,10
204 if 50 < nq <= 60 :
205     Ku2=1.15 #Variação para 50< nq <60 de 1,10 a 1,20
206
207 #Velocidade periférica no bordo de saída do rotor (up2) [m/s]
208 m=(2*g*Hman)**(1/2)
209 up2= Ku2*m #Velocidade periférica no bordo de saída do rotor [m/s]
210
211 #Velocidade periférica no bordo de saída do rotor segundo Sulzer (us2) [m/s]
212 cd=4.5 #Coeficiente de descarga para bombas de pequena dimensão e média e alta pressão
213 us2=cd*(Hman**(1/2))
214 #Utilização da menor velocidade periférica
215 if us2<up2: #Se velocidade periférica no bordo de saída do rotor segundo Sulzer (us2)
216     b=us2
217 if up2<us2: #Se velocidade periférica no bordo de saída do rotor (up2) maior que Velo
218     c=up2
219
220
221 #18- Diâmetro de saída do rotor (d2)
222 #Utilização da menor velocidade periférica
223 if us2<up2: #Se velocidade periférica no bordo de saída do rotor segundo Sulzer (us2)
224     umen=us2 # Menor velocidade periférica no bordo de saída do rotor (us2)
225 else: # Se não
226     umen=up2 # Menor velocidade periférica no bordo de saída do rotor (up2)
227 d2=(60*umen)/(math.pi*nrpm) #Diâmetro de saída do rotor [m]
228 print("Diâmetro de saída do rotor : d2= ", "{0:0.4f}".format(d2),'m')
229
230 #19-Energia a ser cedida às pás (He)
231 Hel=Hman/0.87 #Altura total de elevação simplificada [m] para rendimento hidráulico =0
232 print("Altura total de elevação simplificada: Hel= ", "{0:0.2f}".format(Hel),'m')
233 Psi= 1.1 # Fator de correção de Pfleiderer adotado para bombas pequenas sem pás guias
234 He=Hel*(1+(8/3)*(Psi/Z)) #Energia a ser cedida às pás [m]
235 print("Energia a ser cedida às pás: He= ", "{0:0.2f}".format(He),'m')
236
237 #20- Velocidade meridiana na saída vm2
238 #Variação do coeficinete de velocidade meridiano na saída do rotor
239 if nq<10 :
240     Kvm2=0.08 #Variação para nq<10 0,08 a 0,09
241 if 10 <= nq <= 15 :
242     Kvm2= 0.095 #Variação para 10< nq <15 de 0,09 a 0,10

```

```

243 if 15 < nq <= 20 :
244     Kvm2=0.098 #Variação para 15< nq <20 de 0,095 a 0,12
245 if 20 < nq <= 25 :
246     Kvm2=0.10 #Variação para 20< nq <25 de 0,098 a 0,12
247 if 30 < nq <= 35 :
248     Kvm2=0.138 #Variação para 40< nq <45 de 0,13 a 0,143
249 if 40 < nq <= 45 :
250     Kvm2=0.156 #Variação para 40< nq <45 de 0,143 a 0,165
251 if 45 < nq <50:
252     Kvm2=0.165 #Variação para 45< nq <60 de 0,165 a 0,165
253 if 50<nq <55:
254     Kvm2= 0.18 #Variação para 50< nq <55 de 0,165 a 0,18
255 if 50 < nq< 60:
256     Kvm2= 0.19 #Variação para 55< nq <60 de 0,18 a 0,20
257 r=(2*g*Hman)**(1/2)
258 vm2=r*Kvm2
259
260
261 #21 Ângulo de saída das pás do rotor (Beta2)
262 Beta2=23 #ângulo arbitrário segundo o calculo do número de pás Z
263 print("Ângulo de saída das pás do rotor: Beta2= ", " {0:0.2f}".format(Beta2),'graus')
264
265 #22- Velocidade periférica corrigida (u2cor)
266 a1=(vm2)/(2*math.tan(math.radians (Beta2)))
267 u2cor=(a1)+(a1+g*He)**(1/2) #Velocidade periférica corrigida [m/s]
268
269
270 #23- Valor retificado do diâmetro de saída do rotor (d2ret)
271 d2ret=(60*u2cor)/(math.pi*nrpm) #Diâmetro de saída do rotor [m]
272 print("Diâmetro de saída do rotor retificado : d2ret= ", " {0:0.3f}".format(d2ret),'m')
273
274 #24- Obstrução devida à espessuras das pás do rotot (sigma2)
275 S2=S1 #Espessura de saída das pás do rotor é igual a espessura de entrada
276 sigma2=S2/(math.sin(math.radians(Beta2)))
277
278 #25-Inverso do coeficiente de contração no bordo de saída do rotor [adimensional]
279 t2=(math.pi*d2ret)/(Z) #Passo circunferencial [m]
280 print("Passo circunferencial: t2= ", " {0:0.3f}".format(t2),'m')
281 (v2inv)=t2/(t2-sigma2) #Inverso do coeficiente de contração no bordo de saída do rotor
282
283
284 #26- Largura do bordo de saída da pá (b2)
285 b2=(Qcor)/((math.pi * d2ret - Z * sigma2)*vm2)
286 print("Largura do bordo de saída da pá :b2= ", " {0:0.3f}".format(b2),'m')

```

Bombas centrífugas lentas: ns = 75.54 (rpm)
Número de estágios do rotor: i= 1.00 uni.
Potência motriz do rotor: N= 31.38 c.v
Diâmetro do eixo: de= 3.64 cm
Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo: dn= 5.04 cm
Diâmetro da boca de entrada do rotor : d'1= 0.1393 m
Diâmetro médio da superfície de revolução produzida pelo movimento de rota
ção das pás do rotor: dm1= 0.1407 m
Ângulo das pás à entrada do rotor : beta1= 19.82 graus
Número de pás do rotor : Z= 7.00 uni.
Espessura das pás na entrada do rotor : S1= 0.005 m
Passo entre as pás: t1= 0.063 m
Largura do bordo de entrada da pá: b1= 0.0351 m
Diâmetro de saída do rotor : d2= 0.3534 m
Altura total de elevação simplificada: Hel= 41.38 m

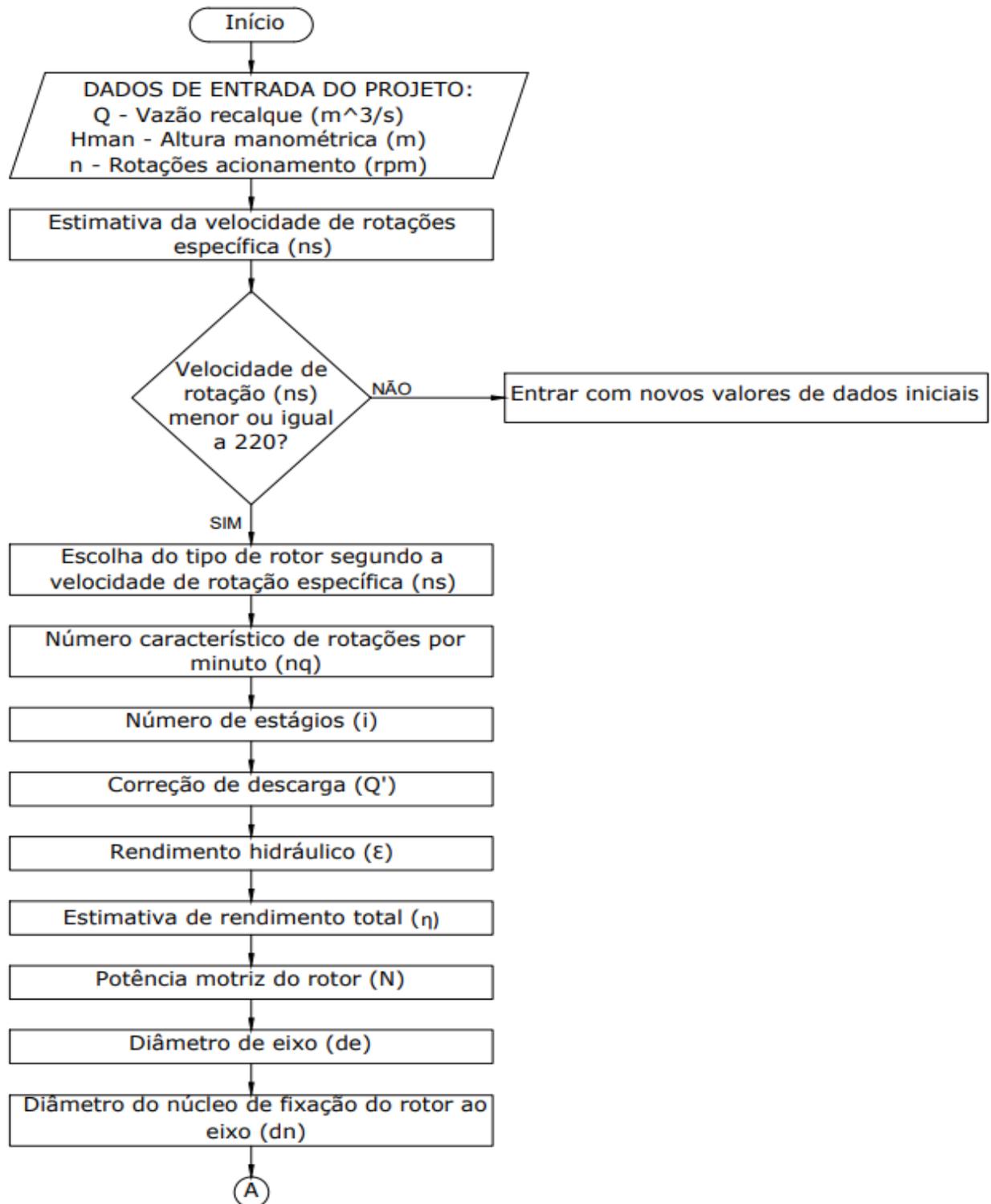
Energia a ser cedida às pás: He= 58.72 m
Ângulo de saída das pás do rotor: Beta2= 23.00 graus
Diâmetro de saída do rotor retificado : d2ret= 0.358 m
Passo circunferencial: t2= 0.161 m
Largura do bordo de saída da pá :b2= 0.017 m

In []:

1

APÊNDICE C – FLUXOGRAMA DO ALGORÍTIMO

Figura 22 – Fluxograma do algoritmo - Parte I



Fonte: Própria autora (2022)

Figura 23 – Fluxograma do algoritmo - Parte II

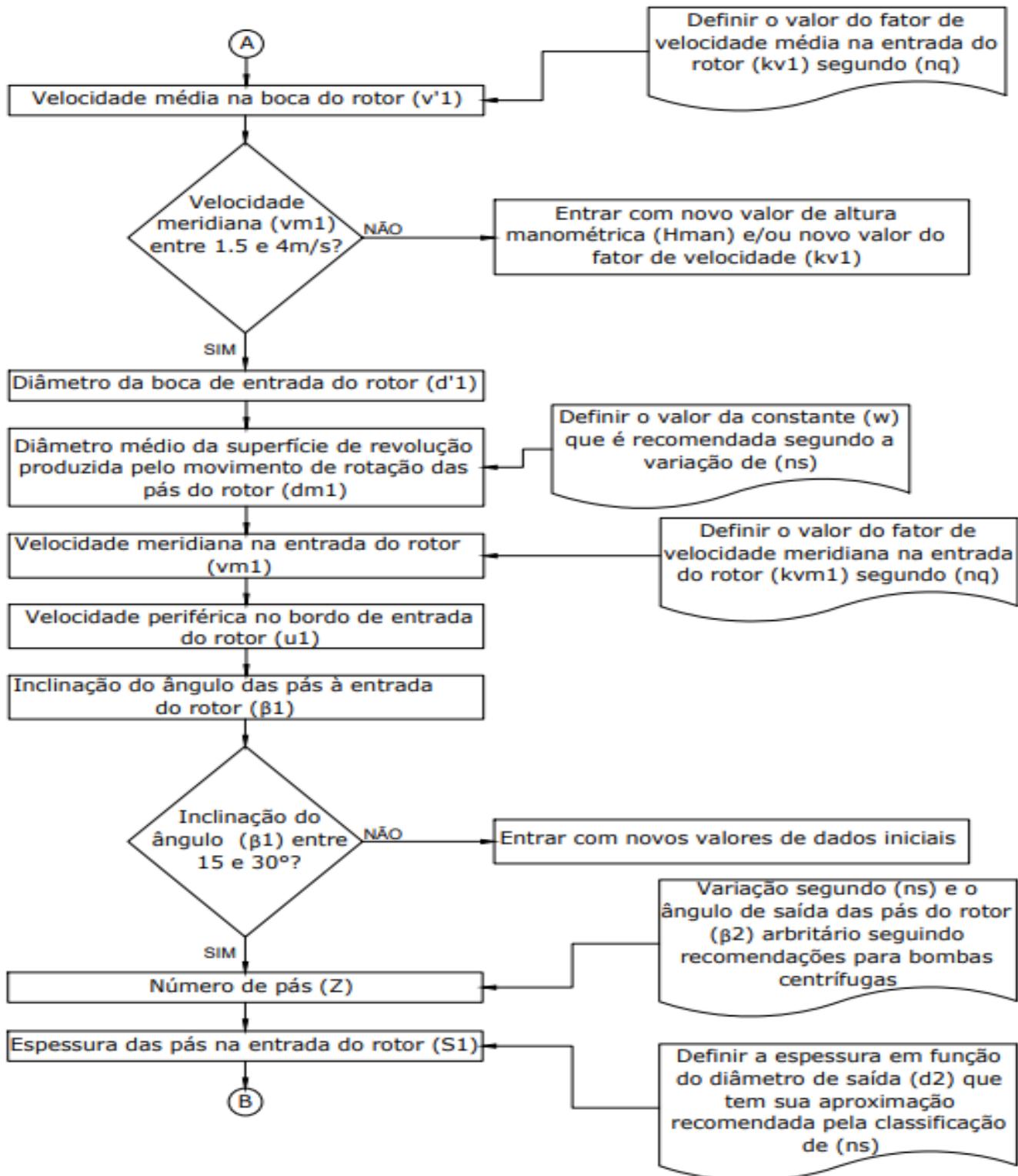


Figura 24 – Fluxograma do algoritmo - Parte III

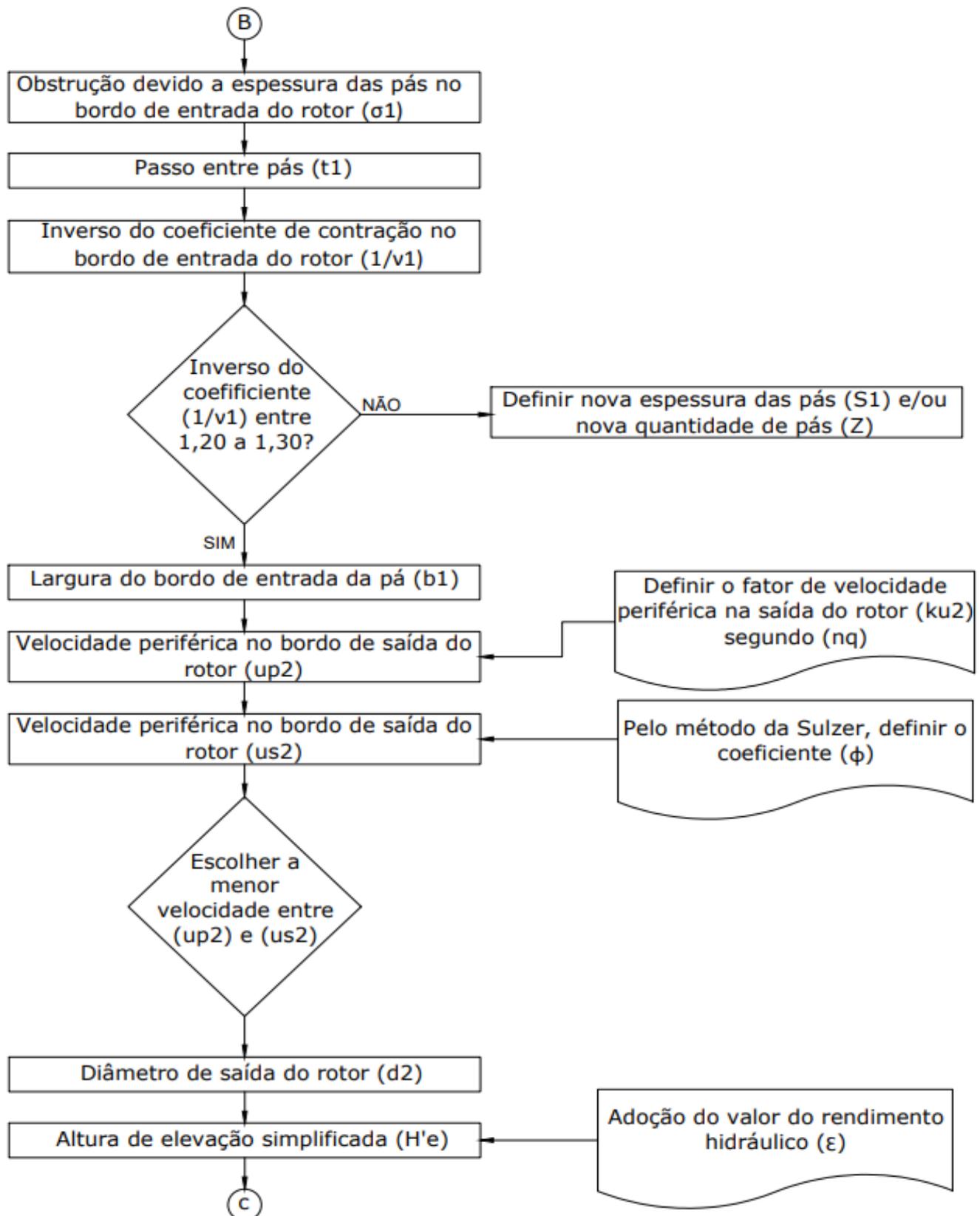
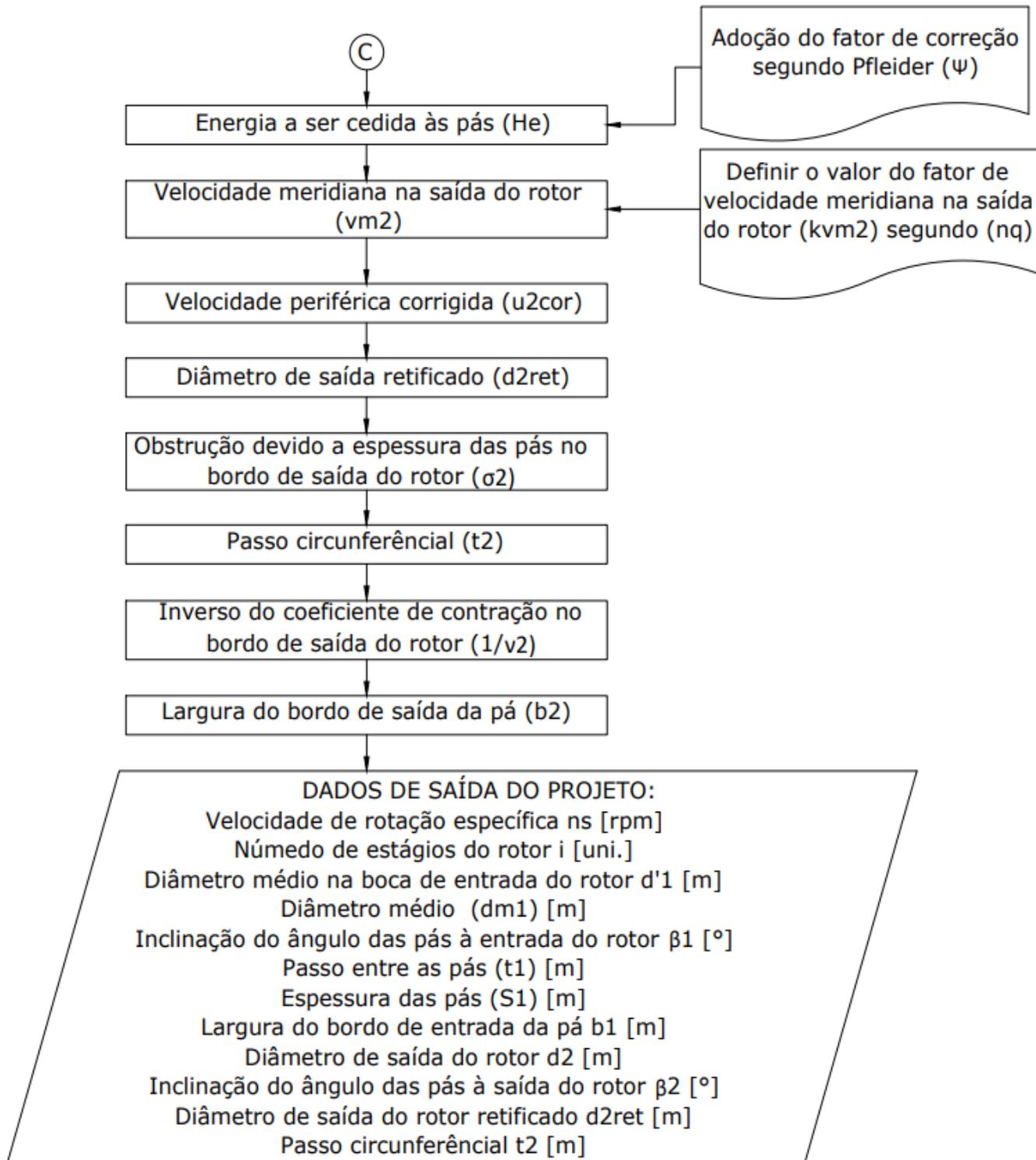


Figura 25 – Fluxograma do algoritmo - Parte IV



APÊNDICE D – VERIFICAÇÃO DE RESULTADOS SEGUNDO METODOLOGIA DE HENN

A seguir, são apresentadas as etapas e os conceitos relevantes para o cálculo de pré-dimensionamento de rotor radial de uma máquina de fluxo geradora segundo Henn (2019). Com os resultados obtidos através desse roteiro é feita uma verificação dos resultados obtidos seguindo os princípios de dimensionamento segundo (MACINTYRE, 2013).

Os valores de entrada são referentes aos dados de entrada do projeto já descritos no trabalho. Tais condições iniciais correspondem ao funcionamento de uma bomba centrífuga.

- Vazão: $Q= 0,044 \text{ [m}^3/\text{s]}$
- Altura manométrica: $H_{man} = 36 \text{ [m]}$
- Rotações por minuto: $n= 1450[\text{rpm}]$
- Aceleração da gravidade: $g= 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]}$
- Massa específica do fluido de trabalho (água em temperatura ambiente) $\rho= 1000,0 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

D.1 Definição do tipo de rotor

Para se determinar o tipo de rotor calcula-se a velocidade de rotação específica ou coeficiente de forma do rotor n_{qA} :

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

Onde,

- n_{qA} : velocidade de rotação específica, adimensional;
- n : velocidade de rotação em rps [Hz];
- Q : vazão da máquina $[\text{m}^3/\text{s}]$;
- Y : salto energético específico $[\text{J/kg}]$.

A velocidade de rotação específica pode ser descrita como a velocidade de rotação de uma máquina de fluxo, que está associada a semelhança geométrica dos rotores, dimensionada para um salto energético específico de 1 J/kg e uma vazão de $1 \text{ m}^3/\text{s}$.

No caso de bombas, o salto energético específico está vinculado com a altura manométrica (H_{man}) a ser desenvolvida, em metros de coluna líquida. Podendo ser calculada através da seguinte expressão:

$$Y = g \cdot H_{man} \quad (2)$$

Para a seleção adequada do tipo de rotor utilizado para um determinado campo de aplicação é considerada a classificação segundo o valor da velocidade de rotação específica. Os rotores de turbobombas podem ser classificados como mostrado na Tabela 12

Tabela 12 – Faixa de valores de n_{qA} para diferentes tipos de rotores

Modelo do rotor	Faixa de valor
Centrífuga	$n_{qA} = 60$ a 180
Fluxo misto	$n_{qA} = 180$ a 300
Axial	$n_{qA} = 300$ a 900

Fonte: Adaptado de Henn (2019)

D.2 Rendimento hidráulico

O rendimento hidráulico (η_h) se relaciona com as perdas hidráulicas resultantes do atrito do fluido com as paredes do rotor, da dissipação de energia por mudanças de seção e devido ao choque do fluido contra a superfície de ataque da pá.

Embora o valor do rendimento varie, Henn (2019) cita uma faixa de valores como indicação inicial para os cálculos. Rendimento hidráulico $\eta_h = 0,60$ para bombas pequenas sem grandes cuidados de fabricação até $\eta_h = 0,93$ para bombas de grandes com ótimo acabamento.

D.3 Cálculo da potência no eixo

A potência no eixo ou potência de acionamento pode ser obtida através da seguinte expressão:

$$P_e = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y \cdot}{\eta_t} \quad (3)$$

onde:

- P_e = potência no eixo da bomba, [W];
- ρ = massa específica do fluido de trabalho, [kg/m^3];
- Q = vazão, [m^3/s]
- Y = trabalho ou salto energético específico concedido ao fluido, [J/kg];
- η_t = rendimento total, adimensional.

O rendimento total (η_t) cresce com o aumento da vazão onde o melhor rendimento corresponde a velocidade de rotação específica (n_{qA}) variando de 100 a 150. A variação do rendimento total é $\eta_t < 0,90$ para bombas com n_{qA} menor que 100 e $\eta_t \approx 0,90$ para bombas com n_{qA} entre 100 e 150.

D.4 Cálculo do diâmetro do eixo

A especificação aproximada do diâmetro do eixo deve ocorrer antes do cálculo das pás, para rotores radiais. Essa definição inicial tem como base a solicitação de torção, levando em conta um valor subestimado de tensão admissível de cisalhamento do material do eixo (τ_{adm}) para suprir imprecisões nos cálculos. O diâmetro do eixo d_e pode ser obtido através da seguinte fórmula:

$$d_e = K_e \sqrt[3]{\frac{P_e}{n}} \quad (4)$$

onde,

- d_e = diâmetro do eixo, [cm];
- K_e = o coeficiente dependente da tensão admissível de cisalhamento, adimensional;
- P_e = máxima potência no eixo da bomba para a rotação de cálculo, [kW];
- n = é a velocidade de rotação do rotor, [rpm].

Levando em consideração que o material do eixo seja aço carbono SAE 1050 ou SAE 1045, os seguintes valores de coeficiente podem ser utilizados:

$K_e = 14$, para $\tau_{adm} \approx 21$ MPa, para bomba de um estágio.

$K_e = 16$, para $\tau_{adm} \approx 12$ MPa, para bomba de múltiplos estágios.

D.4.1 Fixação do diâmetro cubo

O valor do diâmetro do cubo (d_c) deve ser de 10 a 30 mm maior que o diâmetro do eixo.

D.5 Cálculo da velocidade na boca de admissão ou sucção

A velocidade na boca de admissão ou sucção está na faixa de 2 a 5m/s para bombas, e o cálculo para a sua estimativa é expresso como:

$$c_a = K_{ca} \cdot \sqrt{2 \cdot Y} \quad (5)$$

onde,

- c_a = velocidade na boca de admissão ou sucção, [m/s];
- K_{ca} = coeficiente de velocidade na boca de sucção, adimensional;
- Y = salto energético específico fornecido ao fluido, [J/kg].

Para bombas o valor de K_{ca} é calculado como:

$$K_{ca} = 10^{-3} \cdot 6,84 \cdot n_{qa}^{\frac{2}{3}} \quad (6)$$

D.6 Determinação do diâmetro da boca de sucção

A determinação do diâmetro da boca de sucção de uma bomba leva em conta o diâmetro da boca de sucção e a oclusão gerada pelo cubo do rotor e pelo eixo, podendo ser expressa como:

$$D_a = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \eta_v \cdot c_a} + d_c^2} \quad (7)$$

onde,

- D_a = diâmetro da boca de sucção, [m];
- Q = vazão, [m^3/s];
- η_v = rendimento volumétrico, adimensional;
- c_a = velocidade na boca de admissão ou sucção, [m/s];
- d_c = diâmetro do cubo, [m].

O rendimento volumétrico (η_v) corresponde com as perdas volumétricas causadas por folgas existente entre a parte rotativa e fixa da máquina, quanto maior a folga menor o rendimento. Ele varia de $\eta_v = 0,90$ para bombas de alta pressão até $\eta_v = 0,98$ para bombas de baixa pressão.

D.7 Cálculo provisório do diâmetro de saída do rotor

O cálculo provisório do diâmetro de saída do rotor de bombas centrífugas é expresso como:

$$D_5 = \frac{u_5}{\pi \cdot n} \quad (8)$$

onde,

- D_5 = diâmetro de saída do rotor, [m];
- u_5 = velocidade tangencial de saída do rotor, [m/s];
- n = rotações por segundo, [rps].

A expressão da velocidade tangencial de saída do rotor é determinada pela Equação 9:

$$u_5 = \sqrt{\frac{2 \cdot Y}{\Psi}} \quad (9)$$

onde,

- u_5 = velocidade tangencial de saída do rotor, [m/s];

- Y = salto energético específico fornecido ao fluido, $[J/kg]$;
- Ψ = valor do coeficiente de pressão, adimensional.

Baseado nos estudos de Tedeschi (1957) o coeficiente de pressão é estimado por meio da seguinte equação:

$$\Psi = 1,1424 - 0,0016 \cdot n_{qa} \quad (10)$$

onde,

- Ψ = valor do coeficiente de pressão, adimensional;
- n_{qa} = velocidade de rotação específica, adimensional.

Alguns valores típicos de coeficiente de pressão para bombas centrífugas, sendo:

- bomba centrífuga com $n_{qa} = 40$ equivale a $\Psi = 4,0$;
- bomba centrífuga com $n_{qa} = 200$ equivale a $\Psi = 0,9$.

D.8 Cálculo do diâmetro de entrada do rotor

O cálculo do diâmetro de entrada no rotor é expresso como uma relação entre o diâmetro de saída e entrada no rotor, como pode ser observado na Equação 11.

$$D_4 = \frac{D_4}{D_5} \cdot D_5 \quad (11)$$

Baseado em parâmetros empírico-estatísticos Tedeschi (1969) estabelece a Equação 12 como a relação entre o diâmetro de saída e entrada no rotor de bombas centrífugas.

$$\frac{D_4}{D_5} = 0,044 \cdot n_{qa}^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Onde,

- D_4 = diâmetro de entrada no rotor, [m];
- D_5 = diâmetro de saída no rotor, [m];
- n_{qa} = velocidade de rotação específica, adimensional.

D.9 Cálculo da largura na entrada do rotor

Conforme expresso por Henn (2019) o cálculo da largura na entrada do rotor leva em conta as perdas por fuga, e é calculado como:

$$b_4 = \frac{Q}{\pi \cdot \eta_v \cdot D_4 \cdot c_{m3}} \quad (13)$$

sendo,

- b_4 = largura de entrada no rotor, [m];
- Q = vazão da máquina, [m³/s];
- η_v = rendimento volumétrico, adimensional;
- D_4 = diâmetro de entrada no rotor, [m];
- c_{m3} = meridiana de velocidade absoluta na entrada do rotor, [m/s].

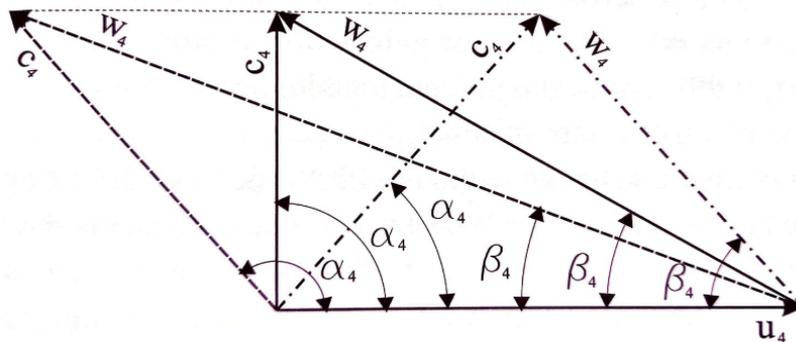
A meridiana de velocidade absoluta na entrada do rotor (c_{m3}) pode ser assumida parcialmente maior que a velocidade na boca de sucção (c_4), como expresso pela Equação 14, a fim de que a corrente de fluido entre no rotor levemente acelerada.

$$c_{m3} = (1,0a1,05) \cdot c_a \quad (14)$$

D.10 Cálculo provisório do ângulo de inclinação das pás na entrada

Para bombas centrífugas o ângulo de entrada do líquido no canal formado pelo rotor (α_4) deve assumir um valor de 90°, como mostra a Figura 26, para que não seja necessário um sistema diretor na entrada da bomba. Nesse caso, existe um aumento na energia teoricamente gerada pelo rotor ao fluido, pois se reduz a zero a sua componente de giro da velocidade absoluta, ou seja, $c_{u4} = 0$.

Figura 26 – Triângulo de velocidades para entrada do rotor radial variando o ângulo α .



Fonte: Henn (2019)

Para essa angulação, o triângulo de velocidades na entrada do rotor tem uma configuração de retângulo. O ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor de bombas centrífugas deve variar de 15° a 20°, podendo ser calculado como:

$$\beta_4 = \arctg\left(\frac{c_4}{u_4}\right) \quad (15)$$

A velocidade absoluta do líquido dentro dos canais gerado pelas pás na entrada do rotor é determinada pela seguinte equação:

$$c_4 = c_{m4} = \frac{c_{m3}}{f_{e4}} \quad (16)$$

A velocidade tangencial para a entrada do rotor é dada pela Equação 17.

$$u_4 = \pi \cdot D_4 \cdot n \quad (17)$$

Sendo as variáveis das equações acima,

- β_4 = o ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor, graus;
- f_{e4} = fator de estrangulamento na entrada do rotor que para bombas varia de (f_{e4} = 0,8 a 0,9), adimensional;
- c_4 = velocidade absoluta do fluido dentro dos canais gerado pelas pás na entrada do rotor, [m/s];
- c_{m4} = componente meridiana da velocidade absoluta do fluido dentro dos canais gerado pelas pás na entrada do rotor, [m/s];
- c_{m3} = componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor, [m/s].
- u_4 = velocidade tangencial para a entrada do rotor, [m/s];
- D_4 = diâmetro de entrada no rotor, [m];
- n = numero de rotações por segundo, [Hz].

D.11 Cálculo do número de pás do rotor

Para bombas, a equação para o cálculo do número de pás do rotor é :

$$N = K_N \cdot \frac{D_5 + D_4}{D_5 - D_4} \cdot \frac{\beta_5 + \beta_4}{2} \quad (18)$$

onde,

- N = número de pás do rotor, unidades;
- D_5 = diâmetro de saída do rotor, [m];
- D_4 = diâmetro de entrada do rotor, [m];
- β_5 = ângulo da saída do rotor, graus;
- β_4 = ângulo de entrada do rotor, graus;
- K_N = 6,5 coeficiente de correção para rotores fundidos e K_N = 8,0 para pás conformadas em chapas finas, adimensional;

D.12 Fixação da velocidade meridiana de saída

A Equação 19 expressa o cálculo da componente meridiana da velocidade absoluta na saída do rotor.

$$c_{m5} = 0,0135 \cdot u_5 \cdot n_{qa}^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

Onde,

- c_{m5} = velocidade absoluta na saída do rotor em sua componente meridiana, [m/s];
- u_5 = velocidade tangencial na saída do rotor, [m/s];
- n_{qa} = velocidade de rotação específica, adimensional.

D.13 Cálculo provisório da largura de saída do rotor

A largura na saída do rotor é calculado usando a Equação 20.

$$b_5 = \frac{Q}{\pi \cdot \eta_v \cdot D_5 \cdot c_{m5} \cdot f_{e5}} \quad (20)$$

sendo,

- b_5 = largura de saída do rotor, [m];
- Q = vazão da máquina, [m³/s];
- η_v = rendimento volumétrico, adimensional;
- D_5 = diâmetro de saída no rotor, [m];
- c_{m5} = meridiana de velocidade absoluta na saída do rotor, [m/s].
- f_{e5} = fator de estrangulamento na saída do rotor igual a 1 para cálculo provisório, adimensional.

D.14 Fixação da espessura das pás

Para o cálculo da espessura das pás é levado em conta o processo de fabricação das pás, a resistência dos materiais e a rigidez estrutural. No entanto, o autor Tedeschi (1969) apresenta a seguinte fórmula empírica para bombas com rotor fundido:

$$e \approx 0,3(D_5 \cdot b_5)^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

sendo,

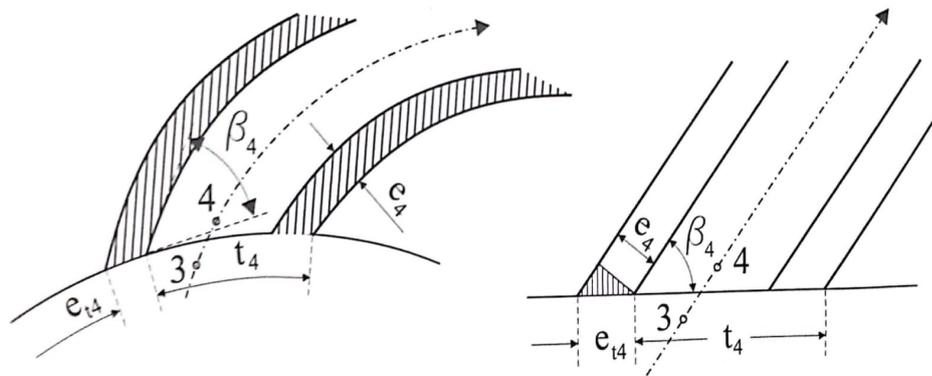
- e = espessura das pás, [mm];

- D_5 = diâmetro de saída no rotor, [mm];
- b_5 = largura de saída do rotor, [mm].

D.15 Correção do ângulo das pás na entrada do rotor

Como já é conhecido o número de pás, assim como a sua espessura, é possível fazer a comprovação do valor arbitrado para o fator de estrangulamento na entrada do rotor. O cálculo do fator de estrangulamento leva em conta a espessura das pás na entrada do rotor, como mostra a Figura 27.

Figura 27 – Reprodução da entrada do rotor de uma bomba e seu desenvolvimento retilíneo.



Fonte: Henn (2019)

O fator de estrangulamento na entrada do rotor representa o quanto a estrada das pás no rotor está obstruída pela espessura das pás, e é obtido através das seguintes equações:

$$f_{e4} = \frac{t_4 - e_{t4}}{t_4} \quad (22)$$

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{N} \quad (23)$$

$$e_{t4} = \frac{e_4}{\text{sen}(\beta_4)} \quad (24)$$

onde,

- t_4 = passo na entrada do rotor, [m];
- D_4 = diâmetro de entrada do rotor, [m];
- N = número de pás do rotor, adimensional;
- f_{e4} = fator de estrangulamento na entrada do rotor, adimensional;
- e_{t4} = espessura tangencial das pás na entrada do rotor, [m];

- e_4 = espessura da pá na entrada que é igual a e , [m];
- β_4 = ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor, graus.

Posteriormente, determinado o número do fator de estrangulamento na entrada do rotor é então calculado os novos valores de ângulo de inclinação das pás na entrada do rotor (β_4) e da velocidade absoluta do líquido dentro dos canais gerado pelas pás na entrada do rotor (c_4). Para esses novos cálculos é adotado os mesmos procedimentos do item 1.13 do texto.

D.16 Cálculo do salto energético específico ideal

Para o cálculo do salto energético ideal é preciso primeiramente calcular o trabalho específico gerado pelo rotor com número finito de pás, como mostra a Equação 25:

$$Y_p = \frac{Y}{\eta_h} \quad (25)$$

Posteriormente se calcula o salto energético específico gerado pelo rotor com um número infinito de pás, como mostra a seguinte equação:

$$Y_{p\infty} = \frac{Y_p}{\mu} \quad (26)$$

Para o cálculo do salto energético específico, segundo Pfeleiderer (1994), a expressão para o cálculo do fator de deficiência é dado como:

$$\mu = \frac{1}{1 + K_p \cdot \frac{\pi \cdot r_5^2}{N \cdot S_f} \cdot \text{sen}(\beta_5)} \quad (27)$$

sendo as definições das equações acima,

- Y_p = salto energético específico fornecido ao fluido pelo rotor com número finito de pás, [J/kg];
- $Y_{p\infty}$ = salto energético específico fornecido ao fluido pelo rotor com número infinito de pás, [J/kg];
- μ = fator de deficiência de potência, adimensional;
- N = número de pás, adimensional;
- r_5 = raio de saída do rotor, [m];
- β_5 = ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, graus;
- S_f = momento estático do filete médio da corrente em relação ao eixo, [m²];
- K_p = coeficiente de correção experimental em relação a β_5 , adimensional.

Para os cálculos o valor do ângulo de inclinação das pás na saída do rotor (β_5) é arbitrário que para bombas centrífugas varia entre 20° e 30° .

Para a definição do salto energético específico fornecido pelo rotor com número infinito de pás ($Y_{p\infty}$) é preciso calcular o fator de deficiência de potência (μ), que por sua vez, precisa dos valores do coeficiente de correção experimental (K_p) e do momento estático do filete médio em relação ao eixo (S_f) definidos. De acordo com Pfeleiderer e Petermanh (1973) a expressão para definir K_p , considerando que o difusor tipo voluta é:

$$K_p = (0,65 \leftrightarrow 0,85) \cdot \frac{\left(1 + \frac{\beta_5}{60^\circ}\right)}{\pi \cdot \text{sen}(\beta_5)} \quad (28)$$

E por fim, para a definição do fator de deficiência, de acordo com Henn (2019), a expressão do cálculo do valor do filete estático para rotores radiais é dado como:

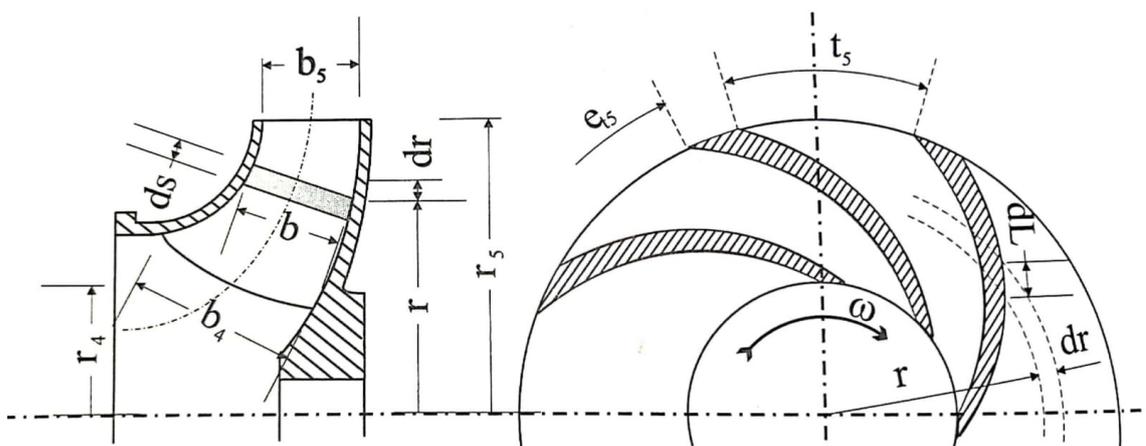
$$S_f = \frac{r_5^2 - r_4^2}{2} \quad (29)$$

sendo, as definições das variáveis das equações 28 e 29,

- k_p = coeficiente de correção experimental, adimensional;
- β_5 = ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, graus;
- S_f = momento estático do filete médio da corrente para rotores radiais. [m³]
- r_5 = raio de saída do rotor, [m];
- r_4 = raio de entrada do rotor, [m].

A Figura 28 representa os cortes transversal e longitudinal do rotor de uma máquina geradora de fluxo radial geradora mostrando as variáveis das equações anteriores.

Figura 28 – Representação dos cortes transversal e longitudinal do rotor de uma máquina geradora de fluxo radial



Fonte: (HENN, 2019)

D.17 Correção da velocidade tangencial na saída do rotor

A equação utilizada para a análise de transferência de energia que ocorre em uma turbomáquina é a equação de Euler, ou, a equação fundamental para as máquinas de fluxo geradora. A equação de Euler faz uma conexão entre o trabalho específico (Y) a geometria e velocidades do rotor, baseada nos princípios de conservação do momento angular e conservação de energia entre a máquina de fluxo e o fluido de trabalho.

A equação fundamental simplificada para máquinas de fluxo geradoras radiais que não contém pás diretrizes antes do rotor é:

$$Y_{p\infty} = u_5 \cdot c_{u5} \quad (30)$$

Considerando o triângulo de velocidades na saída do rotor, mostrado na Figura 29 o seguinte cálculo para o componente tangencial da velocidade absoluta para a saída do rotor (c_{u5}) é realizado:

$$c_{u5} = u_5 - \frac{c_{m5}}{\operatorname{tg}(\beta_5)} \quad (31)$$

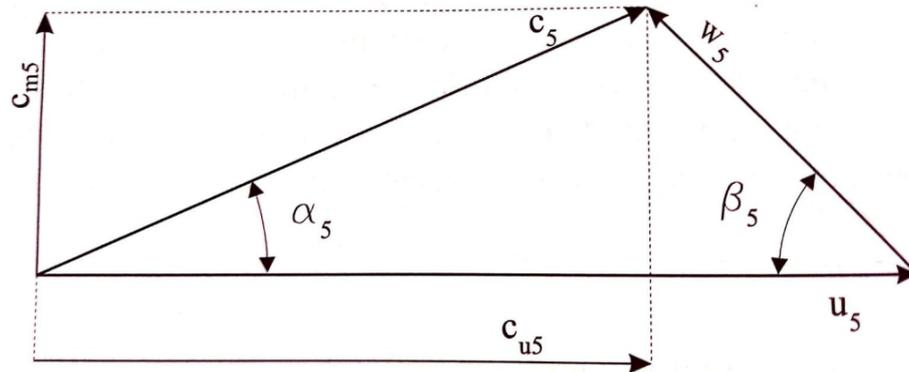
Após substituir o valor de c_{u5} na Equação 30 é obtida a equação de correção da velocidade tangencial (u_5).

$$u_5 = \frac{c_{m5}}{2 \cdot \operatorname{tg}(\beta_5)} + \sqrt{\left(\frac{c_{m5}}{2 \cdot \operatorname{tg}(\beta_5)}\right)^2 + Y_{p\infty}} \quad (32)$$

sendo as definições das variáveis das equações acima:

- $Y_{p\infty}$ = salto energético específico fornecido ao fluido pelo rotor com número finito de pás, [J/kg];
- u_5 = velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor, [m/s];
- c_{u5} = componente tangencial da velocidade absoluta para a saída do rotor, [m/s];
- c_{m5} = componente meridiana da velocidade absoluta para um ponto imediatamente antes da saída do rotor, [m/s];
- β_5 = ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, graus;
- $Y_{p\infty}$ = salto energético específico fornecido ao fluido pelo rotor com número infinito de pás, [J/kg].

Figura 29 – Triângulo de velocidades para um ponto imediatamente antes da saída do rotor.



Fonte: Henn (2019)

D.18 Cálculo definitivo do diâmetro e da largura de saída do rotor

Para o cálculo definitivo do diâmetro de saída (D_5) do rotor, uma vez corrigida a velocidade tangencial na saída do rotor basta aplicar o novo valor de u_5 na equação 8. Posteriormente, definido o novo valor de D_5 , é possível determinar a largura de saída definitiva do rotor empregando o valor na Equação 20. Com os valor definitivo do diâmetro de saída (D_5) do rotor é possível calcular o valor real do fator de estrangulamento (f_{e5}) através das equações:

$$t_5 = \frac{\pi \cdot D_5}{N} \quad (33)$$

$$e_{t5} = \frac{e_5}{\text{sen}(\beta_5)} \quad (34)$$

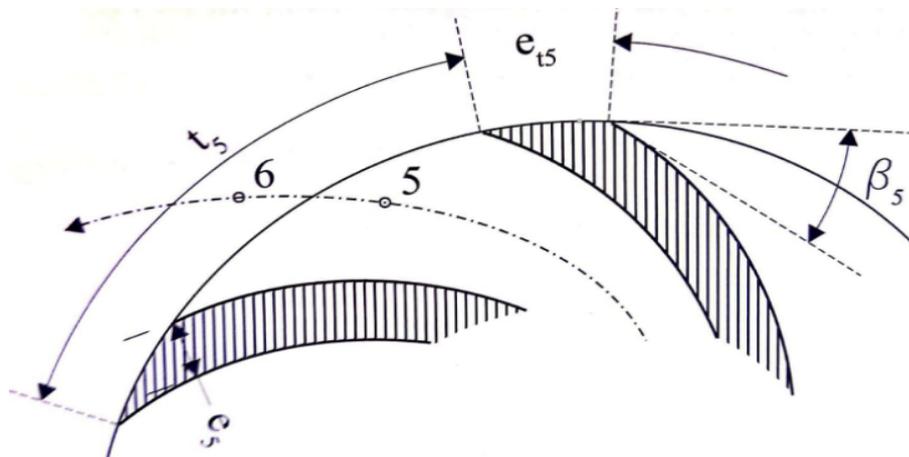
$$f_{e5} = \frac{t_5 - e_{t5}}{t_5} \quad (35)$$

onde,

- t_5 = passo na saída do roto, metro por número de pás;
- D_5 = diâmetro de saída (exterior) do rotor, [m];
- N = número de pás do rotor, adimensional;
- f_{e5} = fator de estrangulamento na saída do rotor, adimensional;
- e_{t5} = espessura tangencial das pás na saída do rotor, [m];
- e_5 = espessura da pá na saída,[m];
- β_5 = ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, graus.

A Figura 30 representa a superfície na saída do rotor, assim como, as dimensões calculadas na saída.

Figura 30 – Reprodução da superfície de saída do rotor de uma bomba.



Fonte: Henn (2019)

D.19 Triângulo de velocidade na saída do rotor

Para traçar o triângulo de velocidades para um ponto logo após a saída dos canais gerados pelas pás do rotor, como mostra a Figura 31, é utilizado as seguintes equações:

O cálculo da componente meridiana da velocidade absoluta de saída considera o aumento da seção de passagem da corrente do fluido devido a ausência das pás (HENN, 2019).

$$c_{m6} = c_{m5} \cdot f_{e5} \quad (36)$$

sendo,

- c_{m6} = componente meridiana da velocidade absoluta para um ponto imediatamente após a saída do rotor, [m/s];
- c_{m5} = componente meridiana da velocidade absoluta para um ponto imediatamente antes da saída do rotor, [m/s];
- f_{e5} = fator de estrangulamento na saída do rotor, adimensional.

Para bombas centrífugas, o cálculo da componente tangencial absoluta em um ponto após a saída do rotor leva em conta a deficiência de potência.

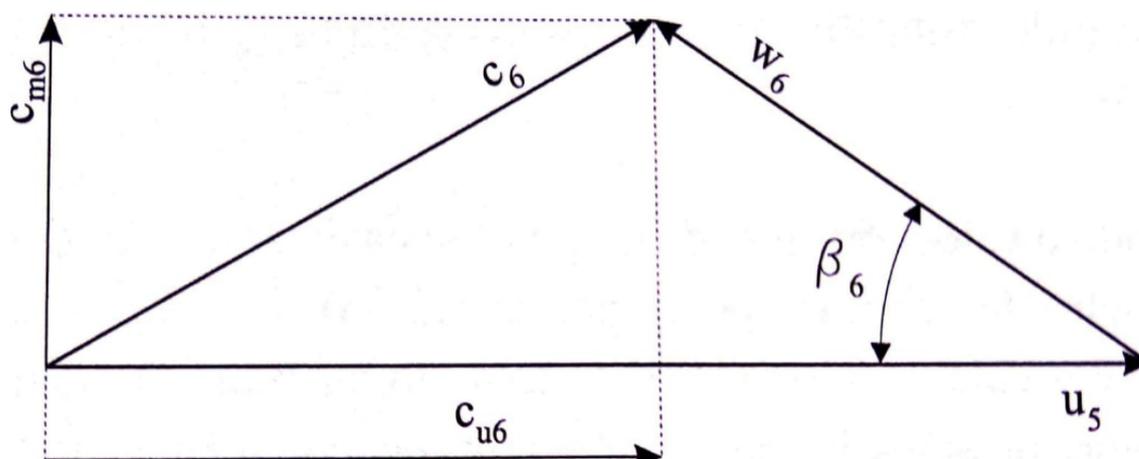
$$c_{u6} = \mu \cdot c_{u5} \quad (37)$$

- c_{u6} = componente tangencial da velocidade absoluta para um ponto imediatamente após a saída do rotor, [m/s];
- μ = fator de deficiência de potência, adimensional;

- c_{u5} = componente tangencial da velocidade absoluta para um ponto imediatamente antes da saída do rotor, [m/s];

Para bombas ângulo de inclinação das pás do difusor tipo voluta varia entre $\alpha_6 = 12^\circ$ e 25°

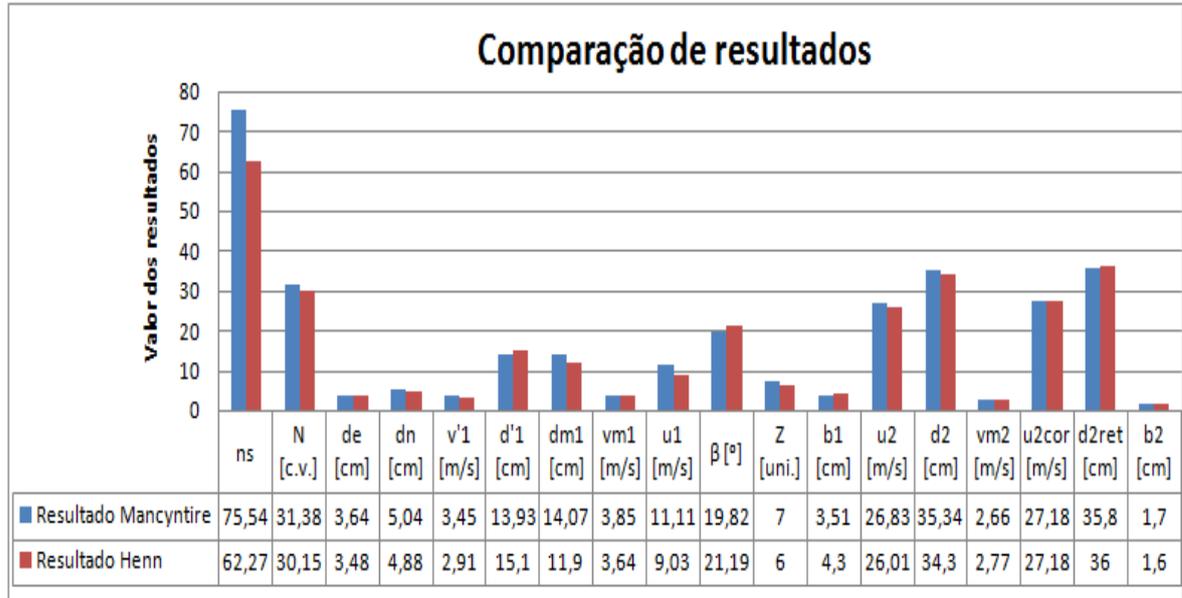
Figura 31 – Triângulo de velocidades para um ponto imediatamente após a saída do rotor.



Fonte: Henn (2019)

APÊNDICE E – GRÁFICO DE COMPARAÇÃO DE RESULTADOS

Figura 32 – Gráfico de comparação de resultados



Fonte: Própria autora (2022)