



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



GABRIEL DE SOUZA OLIVEIRA

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA DISTÂNCIA ENTRE DISCOS NO
VETOR DE VELOCIDADES EM UM ROTOR DE DISCOS**

**OURO PRETO - MG
2022**

GABRIEL DE SOUZA OLIVEIRA
gabriel.oliveira2@aluno.ufop.edu.br

**AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA DISTÂNCIA ENTRE DISCOS NO
VETOR DE VELOCIDADES EM UM ROTOR DE DISCOS**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Edson Alves Figueira Júnior

OURO PRETO – MG
2022

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

O48a Oliveira, Gabriel De Souza.
Avaliação da influência da distância entre discos no vetor de velocidades em um rotor de discos. [manuscrito] / Gabriel De Souza Oliveira. - 2022.
42 f.

Orientador: Prof. Dr. Edson Alves Figueira Júnior.
Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Bombas hidráulicas. 2. Rotores. 3. Simulação (Computadores). I. Júnior, Edson Alves Figueira. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-1716



FOLHA DE APROVAÇÃO

Gabriel de Souza Oliveira

Avaliação da influência da distância entre discos no vetor de velocidades em um rotor de discos

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 04 de outubro de 2022

Membros da banca

[DSc] - Edson Alves Figueira Júnior - Orientador - Universidade Federal de Ouro Preto

[DSc] - Ana Maura Araújo Rocha - Universidade Federal de Ouro Preto

[Dsc] - Cláudio Márcio Santana - Universidade Federal de Ouro Preto

Edson Alves Figueira Júnior, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 19/10/2022.



Documento assinado eletronicamente por **Edson Alves Figueira Junior, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 19/10/2022, às 20:34, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ana Maura Araujo Rocha, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 20/10/2022, às 13:03, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Claudio Marcio Santana, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 21/10/2022, às 10:23, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0409530** e o código CRC **3994EA64**.

Dedico aos meus pais pelo apoio a mais
uma etapa vencida.

AGRADECIMENTO

Aos meus pais, Carlos e Cristina, e a minha irmã Rayssa, por toda educação, oportunidade e apoio que eles me deram em todos esses anos.

Ao meu orientador Edson Alves Figueira Júnior, pelo incentivo e excelente orientação neste trabalho e ao professor Washington Luiz Vieira da Silva pelas orientações e apoio durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos amigos da faculdade por todo apoio e companheirismo nesta jornada.

E a todos os professores da engenharia mecânica por todo aprendizado passado em todos esses anos.

“Faça o seu melhor, na condição que você tem, enquanto você não tem condições melhores, para fazer melhor ainda”.

Mario Sergio Cortella

RESUMO

Bombas centrífugas de pequeno ou grande porte são amplamente usadas em indústrias, como mineradoras e empresas de saneamento de água. O processo de extração de minério utiliza esses equipamentos para bombeamento de polpa, um fluido abrasivo que causa grande desgaste nos equipamentos, resultando em altos gastos com manutenção. A substituição dos rotores convencionais para rotores de discos pode apresentar vantagens para bombeamento de fluidos abrasivos, pois apresenta desgaste menor e durabilidade maior, além de aplicação para bombeamento de cargas vivas e fluidos sensíveis, como por exemplo o sangue, apresentando menos danos ao fluido. Os rotores de discos apresentam rendimentos similares aos rotores convencionais. Visto isso, este presente trabalho tem como objetivo avaliar a influência da distância entre discos nos vetores de velocidade do fluido em um rotor de discos por meio de simulações fluidodinâmicas computacionais.

Palavras-chave: Bombas, Mineração, Rotor, Simulação computacional.

ABSTRACT

Small or large centrifugal pumps are widely used in industries such as mining and water sanitation companies. The ore extraction process uses this equipment to pump pulp, an abrasive fluid that causes great wear on equipment, resulting in high maintenance costs. The replacement of conventional rotors for disc rotors can have advantages for pumping abrasive fluids, as it presents less wear and greater durability, in addition to being used for pumping live loads and sensitive fluids, such as blood, with less damage to the fluid. Disc rotors have similar efficiency to conventional rotors. In view of this, this present work aims to evaluate the influence of the distance between disks on the fluid velocity vectors in a disk rotor through computational fluid dynamics simulations.

Key-Words: pumps, mining, rotor, computational simulation.

LISTA DE SIMBOLOS

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
Q	Vazão mássica
H	Altura manométrica
M	Partícula líquida
V	Vetor velocidade do movimento absoluto
U	Vetor velocidade do arrastamento
W	Vetor velocidade relativa
α	Ângulo entre V e U
β	Ângulo entre W e U
H_e	Energia cedida ao líquido pelas pás
H'_e	Energia cedida ao líquido
Z	Número de pás do rotor
r_1	Raio de bordo de entrada do rotor
r_2	Raio de bordo de saída do rotor
Ψ	Fator de correção, experimental
D	Comprimento característico da geometria
ν	Viscosidade cinemática do fluido
Re	Número de Reynolds
m/s	Metros por segundo
S	Espaçamento entre discos
U	Velocidade na direção radial
W	Velocidade na direção axial
R_1	Raio de entrada
R_2	Raio de saída

Ω	Rotação dos discos
Re_q	Número de Reynolds transversal
mm	Milímetros
m^2/s	Metros quadrados por segundo
Re_r	Número de Reynolds rotacional
rpm	Rotações por minuto
m^3/s	Metros cúbicos por segundo
m	Metros
Pa	Pascal
m^3/h	Metros cúbicos por hora
μm	Micrómetros

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Desenho esquemático de uma bomba centrífuga.....	4
Figura 2 - Bomba com corte na carcaça com diferentes rotores. À esquerda, rotor original da bomba, ao centro, rotor semiaberto e à direita, rotor de discos.	5
Figura 3 - Tipos de rotores.	5
Figura 4 - Diagrama de velocidades.	6
Figura 5 - Efeito da espessura das pás na distribuição das velocidades e pressões.....	7
Figura 6 - Bomba de Tesla.	9
Figura 7 - Fluido em movimento sobre uma superfície em repouso.	10
Figura 8 - Perfil de velocidades para um escoamento interno em um tubo.	11
Figura 9 - Linhas de corrente para escoamento assimétrico.....	12
Figura 10 – À esquerda, linhas de corrente e à direita, componentes da velocidade.	13
Figura 11 - Representação esquemática de um canal entre dois discos em rotação.....	13
Figura 12 - Processo global de simulação computacional.....	16
Figura 13 - Fluxograma das etapas realizadas na pesquisa.	19
Figura 14 - Rotor a ser estudado.....	22
Figura 15 - Volume fluidodinâmico com distância entre discos 2,5 mm.....	23
Figura 16 - Malha do modelo com distância de 2,5 mm.	24
Figura 17 - Fluxograma do processo usado para convergência de malha.	27
Figura 18 - Gráfico de distância entre paredes do rotor e velocidade absoluta média de saída.	28
Figura 19 - Perfil de velocidade absoluta entre discos distância: 2,5 mm.....	29
Figura 20 - Perfil de velocidade entre discos: distância 5 mm.....	30
Figura 21 - Perfil de velocidade entre discos: distância 7,5 mm.....	31
Figura 22 - Perfil de velocidade entre discos: distância 10 mm.....	32
Figura 23 - Perfis de velocidade entre discos para os quatro rotores simulados.	33

Figura 24 - Vetor de velocidades próximo à parede do rotor.....	34
Figura 25 - Vetores de velocidade em um plano entre as duas paredes do rotor de 2,5 mm. ..	35
Figura 26 - Vetores de velocidade em um plano entre as duas paredes do rotor de 5 mm.	36
Figura 27 - Vetores de velocidade em um plano entre as duas paredes do rotor de 7,5 mm. ..	37
Figura 28 - Vetores de velocidade em um plano entre as duas paredes do rotor de 10 mm. ...	38

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tabela de variáveis e indicadores.....	20
Tabela 2 - Variáveis de saída controladas na convergência de malha.....	28

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	3
1.3.1	Geral	3
1.3.2	Específicos.....	3
1.4	Estrutura do Trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Bombas Centrífugas	4
2.2	Triângulo de velocidades.....	6
2.3	Bombas de Discos	8
2.4	Condição de não escorregamento	9
2.5	Escoamento interno	10
2.6	Escoamento entre dois discos em rotação	12
2.7	Fluidodinâmica Computacional.....	15
2.8	Considerações finais do capítulo	16
3	METODOLOGIA.....	17
3.1	Tipo de pesquisa	17
3.2	Materiais e métodos.....	18
3.3	Variáveis e indicadores.....	20
3.4	Instrumento de coleta de dados	20
3.5	Tabulação de dados	21
3.6	Considerações finais	21
4	RESULTADOS.....	22
4.1	Modelagem no <i>software</i>	22
4.1.1	Definição da geometria.....	22
4.1.2	Malha	23
4.1.3	Definições dos processos.....	25
4.1.4	Convergência de malha e obtenção de dados	27
4.2	Pós processamento.....	29

4.2.1	Perfil de velocidade entre discos	29
4.2.2	Vetores de velocidade.....	34
4.3	Considerações finais	38
5	CONCLUSÃO.....	39
5.1	Trabalhos futuros.....	39
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	41

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

Nikola Tesla em sua patente 1061142 denominada “*Fluid Propulsion*” apresentou a patente na qual o bombeamento de fluidos ocorre apenas em função das forças viscosas. Barbosa (1992) diz que, o escoamento ocorre entre dois ou mais discos e sabe-se que a distância entre os discos e a rotação de trabalho influencia diretamente na quantidade de fluido bombeada. Ainda segundo Barbosa (1992), o dispositivo proposto por Tesla é similar a uma bomba centrífuga convencional, substituindo o rotor dito convencional por um rotor de múltiplos discos.

Segundo Çengel e Cimbala (2015), uma bomba centrífuga convencional é composta por eixo (que transfere energia para a bomba), mancal, rotor e carcaça (também denominada voluta). Nesta, o fluido entra axialmente no centro da bomba e adquire velocidade tangencial por transferência de quantidade de movimento com as pás do rotor e velocidade radial devido à força centrífuga.

De acordo com Macintyre (2021), o fluido sai do rotor com acréscimo de pressão e vazão, e se depara com a carcaça, cuja função é aumentar a pressão, desacelerando o fluido. Ainda segundo o autor, a energia transferida para o fluido depende das características do rotor, tais como, tipo (aberto, semiaberto ou fechado), diâmetro, quantidade de pás, geometria e curvatura de pás e espessura de pás. Logo, a maioria dos rotores encontrados no mercado são construídos com pás, cuja função é acelerar e direcionar o fluido, descrevendo trajetórias do centro para a periferia. Segundo Silva (2000), é pela ação das pás que o fluido recebe energia sob a forma de energia cinética e de pressão, assim, os rotores que contêm maior quantidade de pás menos espessas, influenciam diretamente sobre os triângulos de velocidades, e em geral, aumentam o rendimento da bomba.

Para Figueira Jr. (2017), nos rotores de disco, a quantidade de fluido bombeada vai depender principalmente da viscosidade do fluido, diâmetro, espaçamento entre os discos e quantidade de discos. Logo, a transferência de energia por meio dos rotores de discos é decorrente das forças viscosas. O autor também diz que, a utilização dos rotores de disco aumenta sua vida útil e reduz os custos operacionais de mineradoras com o bombeamento de polpa.

Atualmente, não há muitos trabalhos científicos referentes ao estudo de rotores de disco e sua aplicação na indústria, logo, para aplicação desta tecnologia, ainda são necessários estudos para visualizar e entender o escoamento de fluidos entre dois discos, com o objetivo de otimizar a eficiência dos mesmos, sendo assim:

Qual a influência da distância entre os discos no perfil de velocidade do escoamento de fluido em rotores de disco?

1.2 Justificativa

Dentre os equipamentos que apresentam desgaste elevado em mineradoras, as bombas centrífugas de pequeno e grande porte são comumente encontradas. Diversos autores vêm propondo novas ligas metálicas para aprimorar as propriedades dos materiais que formam o rotor e a carcaça. Porém, uma alternativa proposta por Figueira Jr. (2017) é a utilização de rotores de discos ao invés de rotores de palhetas, baseados em obras e nas patentes de Nikola Tesla. Ainda segundo ele, testes em laboratório demonstraram que os rotores de discos possuíam durabilidade duas vezes superior aos convencionais, além de ser possível adaptar esses rotores para operarem com vazões e alturas manométricas compatíveis àquelas encontradas no mercado.

Atualmente existem poucos estudos acerca do funcionamento, da utilização e da adaptação do escoamento entre dois discos, que demonstrem ser de grande relevância para o mercado (FIGUEIRA JR., 2017).

De acordo com Maliska (2017), a experimentação em laboratório possui como grande vantagem, o fato de se tratar de uma configuração real, porém, apresenta alto custo e muitas vezes, nem pode ser realizada por questões de segurança. O autor também relata que, a experimentação numérica, por sua vez, quase não apresenta restrições, podendo resolver a grande maioria dos problemas, apresentando resultados com rapidez. Sendo assim, o tempo e o custo do projeto são reduzidos consideravelmente com o uso da simulação numérica, fortemente atrelada às ferramentas de fluidodinâmica computacional CFD (do inglês *Computational Fluid Dynamics*).

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Simular o escoamento entre dois ou mais discos em um rotor para avaliar a influência da distância entre os discos no perfil de velocidades utilizando o *software Ansys*.

1.3.2 Específicos

- Realizar revisão bibliográfica sobre: bombas centrífugas e rotores convencionais; bombas com rotores de discos; escoamento interno; escoamento viscoso entre dois discos de rotação; fluidodinâmica computacional.
- Elaborar procedimento metodológico para realização dos testes em laboratório;
- Avaliar a influência do espaçamento entre discos no perfil de velocidade.

1.4 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está dividido em 5 capítulos: revisão bibliográfica, metodologia, resultados, conclusão e referências bibliográficas.

Na revisão bibliográfica apresenta-se toda base científica usada para o desenvolvimento deste trabalho, tais como, o estudo de bombas centrífugas, curvas características, triângulo de velocidades de um rotor, revisão sobre a patente das bombas de discos de Nikola Tesla, bem como, sobre escoamento interno e o escoamento a partir de forças viscosas, por fim aborda a simulação computacional fluidodinâmica.

A metodologia detalha todos os procedimentos que serão utilizados para execução do trabalho. Os três últimos capítulos contêm a apresentação do resultado, bem como a conclusão obtida a partir deles e por fim, são apresentadas as referências bibliográficas usadas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Bombas Centrífugas

Segundo Çengel e Cimbala (2015, p. 788), “a palavra bomba é um termo geral para qualquer máquina de fluido que adiciona energia a um fluido”, em outras palavras, são dispositivos que transformam energia cinética em energia potencial.

As bombas possuem como principais componentes o eixo, mancal, rotor e carcaça. Segundo Macintyre (2008), o rotor comunica à massa líquida aceleração para que adquira energia cinética e se realize assim, a transformação da energia mecânica de que está dotado. Enquanto a carcaça tem como finalidade transformar a energia cinética com que o líquido sai do rotor em energia de pressão, assim, ao sair da bomba, o líquido escoar com velocidade razoável.

Çengel e Cimbala (2015) dizem que, as bombas centrífugas podem ser identificadas pela sua carcaça em formato de caracol, chamado de voluta. Elas são um tipo bastante comum de bomba, podendo ser encontradas em diversos locais, como por exemplo, em equipamentos em residências, ou até mesmo em automóveis. A figura 1 representa um desenho esquemático de uma bomba centrífuga.

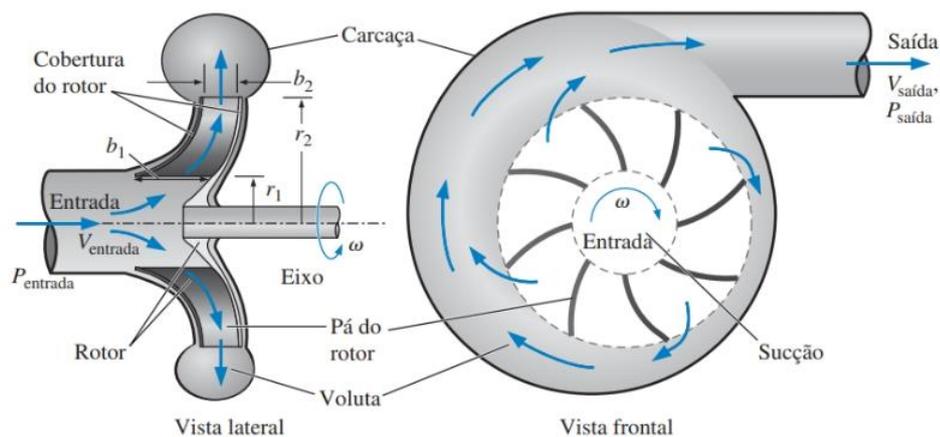


Figura 1 - Desenho esquemático de uma bomba centrífuga.
Fonte: Çengel e Cimbala (2015 p. 807)

A figura 1 demonstra que, nesse tipo de bomba, o líquido entra axialmente pelo centro da bomba onde ele encontra o rotor, assim, o fluido vai adquirir velocidade tangencial e radial devido ao momento com as pás, e adquirem velocidade radial pelas forças centrífugas. Saindo

do rotor ele encontra com a voluta, que desacelera e aumenta a pressão, além de direcionar o líquido para a saída (ÇENGEL e CIMBALA, 2015).

Na figura 2 está representado diferentes rotores testados por Figueira Jr. (2017):

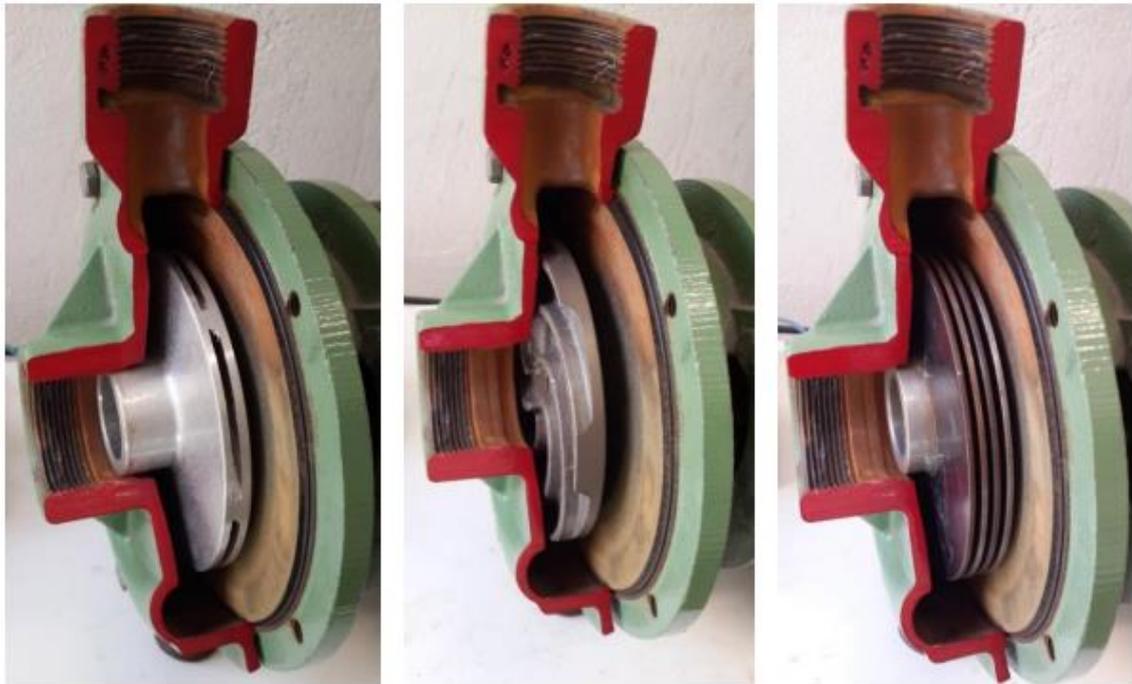


Figura 2 - Bomba com corte na carcaça com diferentes rotores. À esquerda, rotor original da bomba, ao centro, rotor semiaberto e à direita, rotor de discos.

Fonte: Figueira Jr. (2017).

A figura 2 demonstra uma bomba centrífuga utilizada por Figueira Jr (2017) com diferentes rotores. O rotor de discos, objeto de estudo deste trabalho, está ilustrado à direita.

Na figura 3 estão representados três diferentes tipos de rotores.

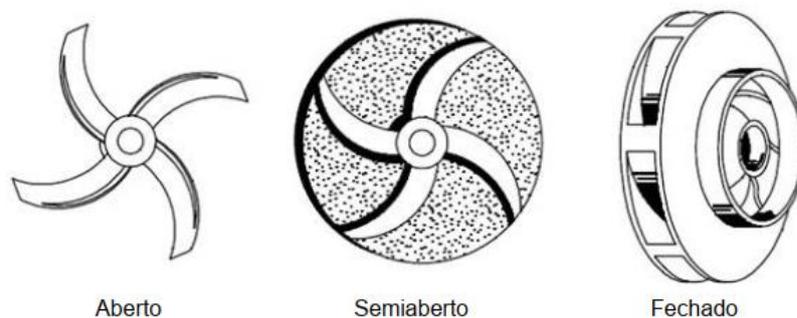


Figura 3 - Tipos de rotores.
Fonte: Figueira Jr. (2017 p. 8)

A figura 3 ilustra três diferentes tipos de rotores, são eles o tipo aberto, semiaberto ou fechado. Para um entendimento maior sobre as bombas centrífugas, é interessante estudar

acerca das curvas características desta, bem como, o triângulo de velocidades, os quais podem ser vistos nos tópicos abaixo.

2.2 Triângulo de velocidades

Macintyre (2008) diz que o desempenho dos rotores está diretamente ligado aos parâmetros das pás. A figura 4 representa um diagrama com os vetores representados chamado de diagrama de velocidades, ou triângulo de velocidades.

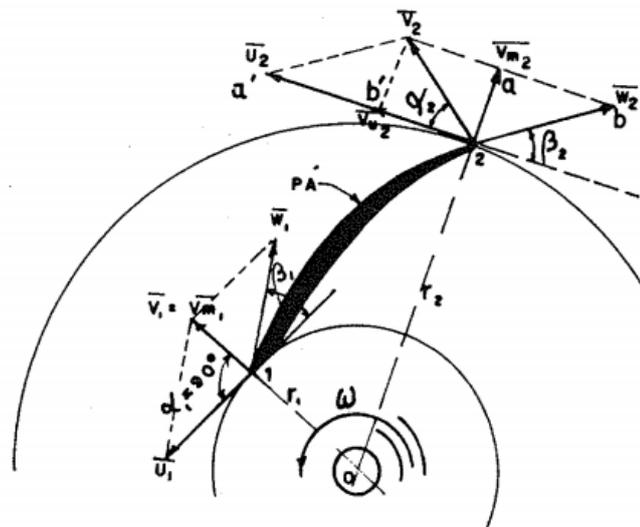


Figura 4 - Diagrama de velocidades.
Fonte: Macintyre (2008, p. 100)

As pás podem ser caracterizadas principalmente pelos seus ângulos de entrada e saída. Na figura 4, está representado alguns vetores referentes ao movimento de uma partícula líquida M em relação à pá do rotor em dois pontos (1 – entrada da pá; 2 – saída da pá), são eles:

- V : vetor velocidade do movimento absoluto;
- U : vetor velocidade do arrastamento, ou, vetor velocidade circunferencial;
- W : vetor velocidade relativa.

Da relação entre esses vetores acima, extrai-se os seguintes ângulos:

- α : o ângulo formado entre o vetor velocidade absoluta (V) e o vetor velocidade circunferencial (U);
- β : o ângulo formado entre o vetor velocidade relativa (W) e o prolongamento em sentido oposto do vetor velocidade circunferencial (U). Sendo esse ângulo também conhecido como ângulo de inclinação das pás.

Macintyre (2008) estabelece a relação de que, dependendo da geometria da pá, pode-se extrair menor ou maior energia, sendo o valor máximo de H obtido nas condições em que o ângulo α_1 seja igual a 90° , e o ângulo β_1 seja igual à razão entre V_1 e U_1 . Logo, a altura manométrica na qual a bomba irá atingir, está diretamente ligada aos ângulos referentes ao bordo de entrada e saída das pás. O mesmo autor explica que, a energia potencial cedida ao líquido é maior que a energia cinética, sendo que à medida que o ângulo de inclinação das pás cresce, a energia potencial aumenta mais que a energia cinética, até o valor de $\beta = 90^\circ$.

Como método de comparação, as definições citadas acima foram criadas considerando um número infinito de pás sem espessura, na qual guiam perfeitamente os filetes líquidos. Assim, Macintyre (2008) fez a comparação acerca da discordância entre a teoria elementar com número infinito de pás com os resultados experimentais, onde as pás possuem espessura e estão em número finito. O que acontece na realidade é que a energia que o rotor realmente cede ao líquido é inferior ao valor calculado com um número infinito de pás.

Observe a figura a 5:

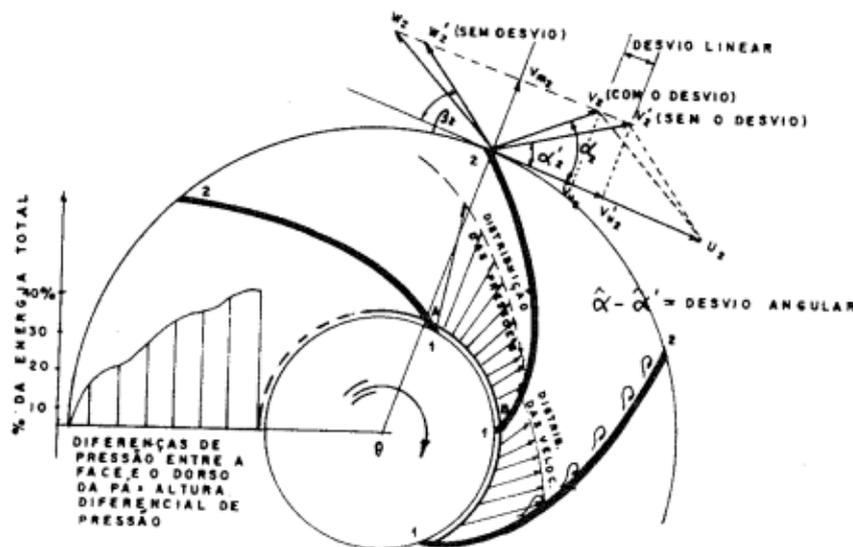


Figura 5 - Efeito da espessura das pás na distribuição das velocidades e pressões.
Fonte: Macintyre (2008 p. 116)

As pás do rotor são em número relativamente reduzido, não conseguindo guiar perfeitamente bem os filetes líquidos. Nota-se uma diferença de pressão entre a face e o dorso das pás, logo, as trajetórias relativas não são rigorosamente paralelas ao perfil das pás, ocasionando um diagrama de velocidades com o aspecto demonstrado na figura 4. Observando a figura 5, Macintyre (2008) concluiu que, em virtude do desvio da corrente líquida, o valor de α é superior ao mesmo valor na teoria, ocasionando uma velocidade menor.

As equações 1 e 2 demonstram a equação de Euler para determinar a energia cedida ao líquido:

$$H'_e = \left(\frac{u_2 + V_{u2}}{g} \right) \quad (1)$$

$$H_e = H'_e \left(1 + 2 \frac{\Psi}{Z} * \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \right) \quad (2)$$

Macintyre (2008) demonstra que, pela equação de Euler, verifica-se que a energia realmente cedida às pás é menor do que aquela cedida pela teoria do número de pás infinito, e essa relação é determinada principalmente pelo número de pás Z .

As grandezas H_e e H'_e estão ligadas pela equação 2, onde:

- H_e = energia cedida ao líquido pelas pás. Representa um valor maior, pois representa a bomba com um número infinito de pás.
- H'_e = energia cedida ao líquido. Considerando número finito de pás.
- Z = número de pás do rotor.
- r_1 = raio do bordo de entrada do rotor.
- r_2 = raio de bordo de saída do rotor.
- Ψ = fator de correção de Pfleiderer, experimental.

2.3 Bombas de Discos

As bombas de discos são baseadas em duas patentes de Nikola Tesla, onde o rotor é totalmente liso (isento de pás), sendo que o fluido vai adquirindo energia através das forças viscosas. A patente número 1061142 denominada “*Fluid Propulsion*” está representada na figura 6.

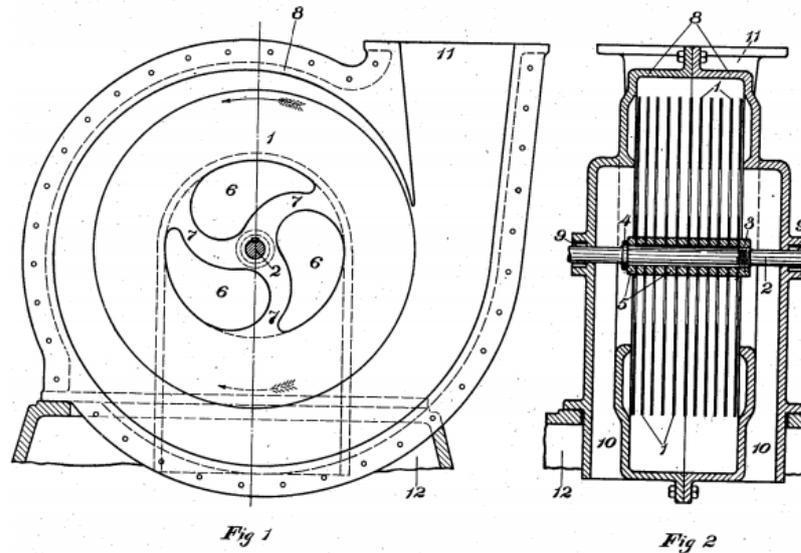


Figura 6 - Bomba de Tesla.
Fonte: Tesla (1913 p. 1)

Na patente de Nikola Tesla, representado pela figura 6, o autor obtém um propulsor versátil, que move o líquido por caminhos naturais ou linhas de fluxo de menor resistência, livre de restrições e desordens de turbidez ocasionadas por palhetas, dessa forma, evita-se perdas por variações enquanto o fluido está recebendo energia. Tesla (1913) também afirma que se trata de um dispositivo de fácil montagem e baixo custo de manutenção.

Para entender melhor o dispositivo criado por Nikola Tesla, é necessário o entendimento acerca do escoamento interno de fluidos, bem como o estudo do escoamento entre dois discos em rotação.

2.4 Condição de não escorregamento

A condição de não escorregamento é explicada por Çengel e Cimbala (2015) que dizem que um fluido em contato direto com um sólido, se adere a superfície, região onde não há escorregamento. O mesmo autor explica que essa a propriedade responsável por essa condição e pelo desenvolvimento da camada limite é a viscosidade.

A figura 7 ilustra a condição de não escorregamento:

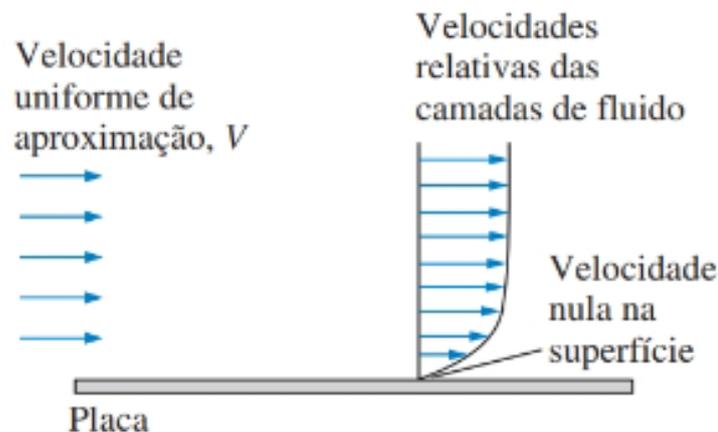


Figura 7 - Fluido em movimento sobre uma superfície em repouso.
Fonte: Çengel e Cimbala (2015.)

A figura 7 ilustra o movimento de um fluido sobre uma superfície em repouso, e deixa claro a condição de não escorregamento. Sobre isso, Çengel e Cimbala (2015) dizem que uma das consequências dessa condição, é que os vetores de velocidades têm o valor nulo no ponto de contato entre o fluido e a superfície, o que dá origem ao perfil de velocidade. O mesmo autor também ressalta que essa condição é responsável pela origem da camada limite, definida por eles como, “a região de escoamento adjacente à parede, no qual os efeitos viscosos (e, portanto, os gradientes de velocidade) são significativos”.

Para testar a influência da camada limite em dispositivos que funcionam com rotores de discos, Dodsworth e Groulx (2015) testaram o dispositivo de Tesla com objetivo de avaliar o espaço entre discos e a velocidade de rotação, concluindo que a viscosidade e o comportamento da camada limite possuem papéis fundamentais no funcionamento da bomba de Tesla. Os autores encontraram a relação de que quanto menor a distância entre os discos, melhor a performance do protótipo testado, e também concluíram que em geral, aumentando-se a velocidade de rotação do motor, aumenta-se o fluxo de massa, mas que essa relação não apresentou impacto tão grande em rotores com maiores distâncias entre discos.

2.5 Escoamento interno

Os escoamentos de fluidos em um tubo ou entre duas paredes possuem um perfil bem parecido com o que vemos na figura 8.

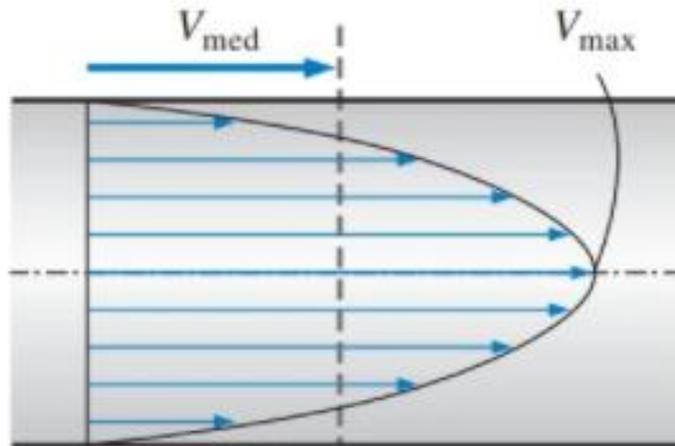


Figura 8 - Perfil de velocidades para um escoamento interno em um tubo.
Fonte: Çengel e Cimbala (2015 p. 348)

Na figura 8, observa-se a condição de não escorregamento, na qual a velocidade de um fluido em um tubo varia de zero na superfície até o máximo no centro, por isso também é comum utilizar a velocidade média, que permanece constante em um escoamento incompressível em uma seção transversal constante (ÇENGEL e CIMBALA, 2015).

Çengel e Cimbala (2015) diz que, dependendo do número de Reynolds, o escoamento pode acontecer de forma laminar ou turbulenta, sendo que esta transição é dependente da geometria, da rugosidade da superfície, da velocidade de escoamento, da temperatura da superfície e do tipo de fluido. Sendo o número de Reynolds expresso pela equação 3:

$$Re = \frac{\text{Forças inerciais}}{\text{Forças viscosas}} = \frac{V_{med} D}{\nu} = \frac{\rho V_{med} D}{\mu} \quad (3)$$

Onde:

- V_{med} = velocidade média de escoamento (m/s);
- D = comprimento característico da geometria, em um tubo seria o diâmetro (mm);
- ν = viscosidade cinemática do fluido (m^2/s);
- Re = número de Reynolds (adimensional).

Ainda de acordo com o autor, na maioria das condições práticas, o escoamento pode ser caracterizado de acordo com os seguintes valores:

- $Re < 2300$ caracteriza um escoamento laminar;

- $2300 \leq Re \leq 4000$ caracteriza um escoamento de transição;
- $Re > 4000$ caracteriza um escoamento turbulento.

2.6 Escoamento entre dois discos em rotação

O escoamento entre dois discos foi estudado por Von Karman (1921), que, ao assumir um perfil de velocidades similar e axisimétrico, foi capaz de reduzir as complexas equações de movimento a um par de equações.

Na figura 9 está ilustrado as linhas de corrente de um fluido escoando entre discos de maneira assimétrica.

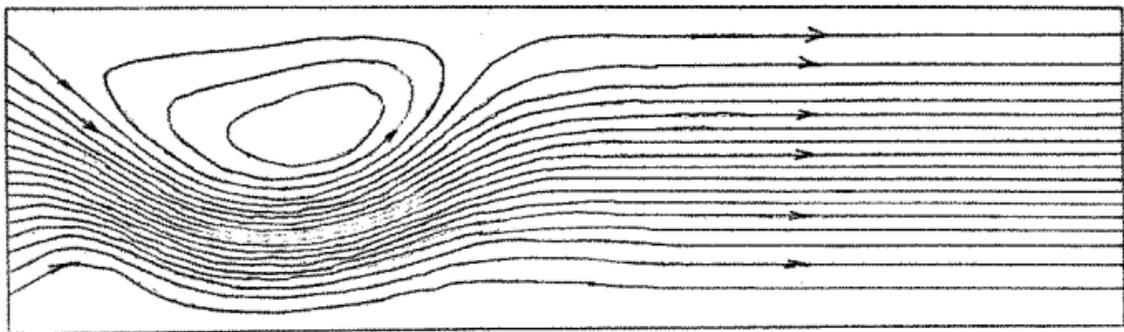


Figura 9 - Linhas de corrente para escoamento assimétrico.
Fonte: Barbosa (1992 p. 6)

Na figura 9, as paredes do disco não estão em movimento, assim se tratando de discos estacionários, logo, observa-se que ocorre recirculação próxima as paredes devido à superação dos efeitos das forças inerciais, pelo gradiente de pressão adverso. De acordo com Barbosa (1992), ao introduzir rotação nos discos, o fluido próximo à parede adquire movimento tangencial devido à ação da viscosidade, movimento este que gera uma força centrífuga que atua na direção radial. Assim posto, essa inércia rotacional gerada pelo movimento faz com que o fluido tenha momento na direção radial suficiente para superar o gradiente de pressão adverso, não ocorrendo recirculação.

Batchelor (1951) generalizou a análise de Von Karman para introduzir famílias de soluções de um e de dois parâmetros. Sendo assim, segundo ele, a família de um parâmetro corresponde à razão entre as velocidades angulares de um fluido girando como corpo rígido e a de um disco. Para o escoamento entre dois discos coaxiais infinitos girando, além da razão das velocidades angulares, o outro parâmetro que aparece é o número de Reynolds rotacional.

Segundo Barbosa (1992), no escoamento entre dois discos paralelos em rotação com fluxo transversal, a velocidade é composta pela componente radial, agindo no fluido

radialmente para fora do canal, e pela componente tangencial, devido ao cisalhamento provocado pela rotação dos discos.

A figura 10 ilustra as linhas de corrente e os componentes de velocidade em um disco em rotação:

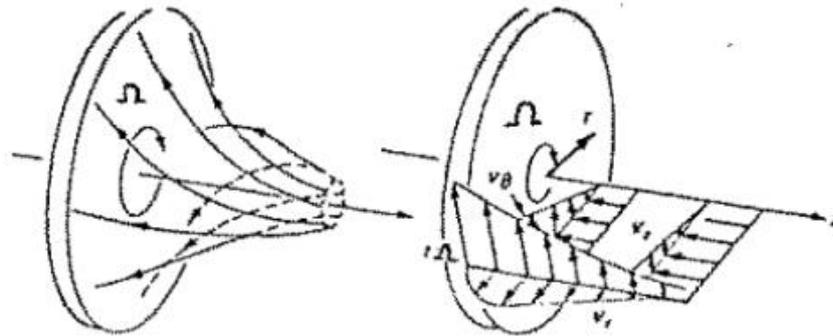


Figura 10 – À esquerda, linhas de corrente e à direita, componentes da velocidade.
Fonte: Barbosa (1992 p. 1)

Ilustrada na figura 10, a combinação desses componentes de velocidade forma um campo de escoamento em espiral, sendo o vetor velocidade normal à direção tangencial e vai mudando sua inclinação à medida que se vai atingindo o centro do canal.

Sendo assim, a velocidade média diminui com o aumento do raio, resultando em um gradiente de pressão adverso (BARBOSA, 1992).

A figura 11 apresenta um desenho esquemático de um canal formado entre discos:

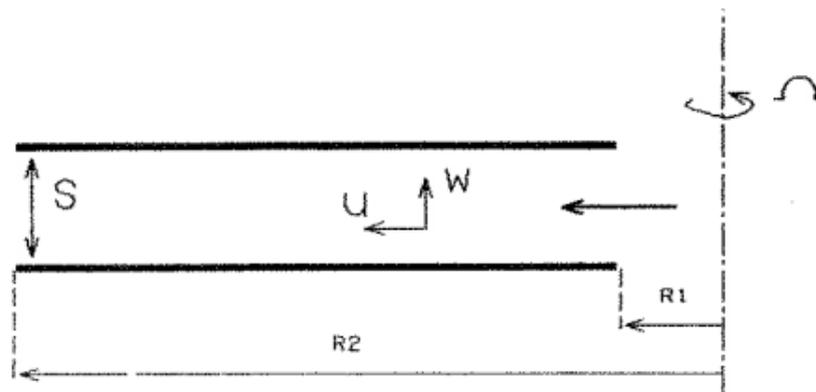


Figura 11 - Representação esquemática de um canal entre dois discos em rotação.
Fonte: Barbosa (1992 p. 12)

A figura 11 representa um desenho esquemático de um canal formado entre discos. Esse canal criado por Barbosa (1992) foi feito com o objetivo de simular um rotor de discos, ou seja, o perfil ilustrado está girando a uma velocidade rotacional Ω em um canal com espaçamento S , entrando por uma entrada de raio R_1 e adquirindo velocidade na direção axial W e na direção radial U . Os parâmetros apresentados na figura são:

- S : espaçamento entre os discos;
- U : velocidade na direção radial;
- W : velocidade na direção axial;
- R_1 : raio de entrada;
- R_2 : raio de saída;
- Ω : rotação dos discos.

Todas essas grandezas são usadas para calcular os diferentes números de Reynolds, como mostrado nas equações 4 e 5

Barbosa (1992) explica que, o escoamento neste canal entre discos se dá a partir de R_1 até R_2 , com um perfil de velocidades variando de acordo com as condições de contorno, dada entre essas duas grandezas.

Szeri e Adams (1978) estudaram o escoamento com apenas um disco em rotação e estudaram os perfis de velocidade para diferentes configurações de discos, assim, descreveram o número de Reynolds transversal (Re_q):

$$Re_q = \frac{Q}{2\pi\nu S} \quad (4)$$

Onde:

- Q = vazão (m^3/s);
- ν = viscosidade cinemática (m^2/s);
- S = espaçamento entre discos (m).

Barbosa (1992) também descreve o número de Reynolds rotacional (Re_r) como:

$$Re_r = \frac{S^2 \Omega}{\nu} \quad (5)$$

Onde:

- Ω = rotação dos discos (rpm).

Com as informações apresentadas e com o auxílio de ferramentas computacionais, é possível visualizar o escoamento entre dois discos paralelos em rotação, expandindo assim o conhecimento sobre os rotores de disco.

2.7 Fluidodinâmica Computacional

Souza (2011, p. 96) define a fluidodinâmica computacional como:

Um conjunto de modelos matemáticos e de métodos numéricos baseados na capacidade de processamento computacional, utilizada para simular o comportamento de sistemas que envolvem escoamento de fluidos, trocas térmicas, reações químicas, entre outros processos.

Já Çengel e Cimbala (2015, p 880), define a fluidodinâmica computacional (CFD) como “a área de estudos dedicada a solução das equações do escoamento de fluidos com o uso de um computador”.

Souza (2011) cita que, a dinâmica de fluidos computacional é uma área de grande interesse para a solução de muitos casos práticos, como por exemplo, problemas de aerodinâmica, termodinâmica, hidráulica, combustão, entre outros. Na prática, a modelagem computacional utiliza um conjunto de métodos e ferramentas com o objetivo de solucionar problemas complexos, envolvendo grande número de dados e variáveis. O diagrama esquemático mostra um processo global de simulação computacional ilustrado na figura 12.

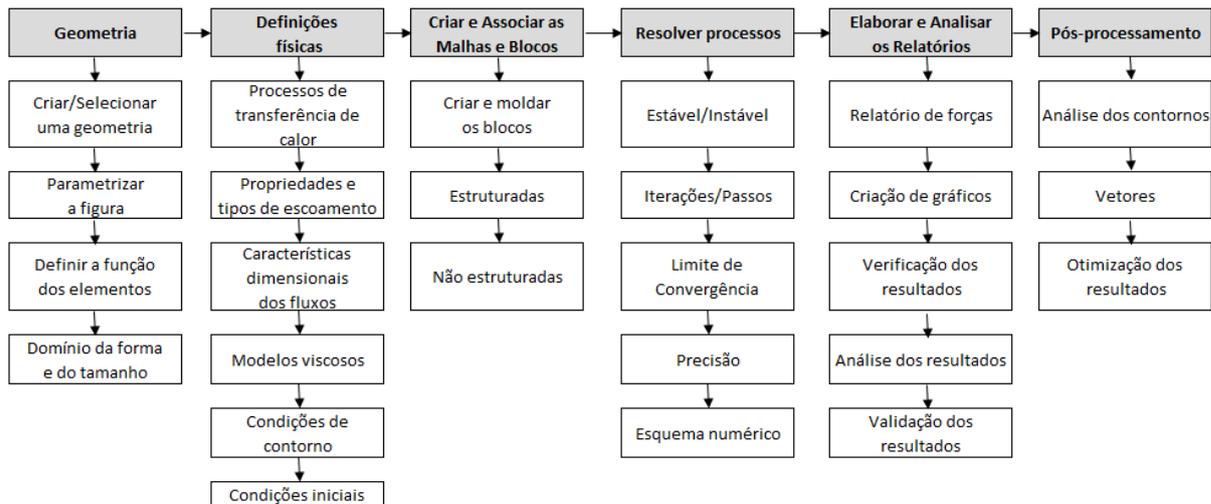


Figura 12 - Processo global de simulação computacional.
 Fonte: Adaptado de Souza (2011 p. 95)

A figura 12 mostra um processo global de simulação computacional, ou seja, os principais pontos de atenção que o simulador deve ter em sua ordem de execução, desde a geração e tratamento das geometrias, até a etapa de pós processamento.

O autor também cita que para resolver esses problemas complexos, são necessárias inúmeras simulações, sendo que para cada uma delas são desenvolvidos projetos nos quais requerem metodologias que, em geral, seguem o seguinte fluxograma acima.

Segundo Maliska (2017), para resolução dos problemas de engenharia em modelos computacionais, a máquina realiza o estudo de equações diferenciais para cada elemento de malha (subdivisão de um domínio complexo em elementos simples), fazendo uma aproximação numérica destas equações, aceitando determinado erro, podendo afirmar que quanto maior o número de elementos, maior será a precisão da solução numérica, o que também representa maior esforço computacional. Ainda segundo o autor, é por isso que se deve ter um cuidado enorme com a malha, pois se ela não tiver um refinamento adequado, o erro relacionado ao resultado pode acarretar resultados que não representam a realidade.

2.8 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo foram mostradas informações sobre as bombas centrífugas, os triângulos de velocidades, as bombas com rotores de disco, escoamento interno e escoamento entre discos, além de informações a respeito da fluidodinâmica computacional. A revisão bibliográfica apresentada faz-se necessária para o estudo deste trabalho.

3 METODOLOGIA

3.1 Tipo de pesquisa

Segundo Gil (1991, p. 8), a pesquisa pode ser definida como “o procedimento racional e sistemático que tem como objetivo proporcionar respostas aos problemas que são propostos”. Ele ainda diz que uma pesquisa é requerida quando não se tem informações suficientes para responder à pergunta problema, ou quando a informação está em desordem.

De acordo com Ander-Egg *apud* Marconi e Lakatos (2021, p. 44), pesquisa é “uma atividade que se realiza para investigação de problemas teóricos ou práticos, empregando métodos científicos”. Ou seja, a pesquisa se trata de encontrar respostas para questões propostas.

A pesquisa pode ser classificada quanto aos objetivos, podendo ser exploratória, descritiva e explicativa. A primeira delas tem o intuito de esclarecer e desenvolver conceitos, mostrando perguntas que podem ser pesquisadas em outro momento. A segunda tem como objetivo observar, analisar e descrever, através de dados, as características do evento em questão. A terceira visa identificar a contribuição ou determinação de fatores que influenciam nos fenômenos observados, aprofundando o conhecimento e esclarecendo conceitos (GIL, 1991).

Este trabalho pode ser classificado como uma pesquisa explicativa, pois além de descrever os fenômenos observados, também tem como objetivo avaliar a influência da distância entre discos na velocidade final do escoamento.

Marconi e Lakatos (2021) dizem que a pesquisa também pode ser dividida em qualitativa e quantitativa. A primeira se trata de um problema com um nível de realidade onde não pode ou não deveria ser quantificado. Na segunda prevalece a preocupação estatístico-matemática e tem como objetivo ter acesso racional aos fenômenos examinados.

Essa pesquisa tem caráter quantitativo, visto que será trabalhado modelos matemáticos computacionais que serão transcrevidos em dados.

Vergara (2016) em uma de suas classificações, divide a pesquisa em:

- Pesquisa de campo: é uma investigação realizada no local onde ocorreu o fenômeno, ou que dispõe de elementos para explicá-lo.

- Pesquisa de laboratório: é realizada em um local determinado e controlado, simulações em computador situam-se nessa classificação.
- Documental: é realizada em documentos conservados no interior de órgãos públicos ou privados.
- Bibliográfica: estudo sistematizado desenvolvido com base em material publicado, ou seja, desenvolvido com material acessível ao público geral.
- Experimental: investigação empírica onde o pesquisador controla variáveis e observa os fenômenos.
- *Ex post facto*: refere-se a um fato já ocorrido. Se aplica quando o pesquisador não tem condições de reproduzir o fenômeno em um laboratório por exemplo.
- Participante: a relação entre pesquisador e pesquisado se estreita, ou seja, da pesquisa tomam parte pessoas implicadas no problema sob investigação.
- Pesquisa-ação: supõe intervenção participativa na realidade social.
- Estudo de caso: tem um caráter de detalhamento em um determinado caso.

Este trabalho se caracteriza como uma pesquisa em laboratório, pois utiliza de recursos computacionais para realização de simulações. Também pode ser classificado como bibliográfico pois contém uma revisão de materiais acessíveis ao público geral sobre o tema. Além de se tratar de um estudo de caso.

Para entender melhor a metodologia usada neste trabalho, está explicado e demonstrado abaixo mais detalhes acerca dos materiais necessários, dos métodos, das variáveis necessárias e das ferramentas que serão usadas.

3.2 Materiais e métodos

Goldenberg (1997) diz que os métodos são definidos como uma observação sistemática dos fenômenos através de uma sucessão de passos, orientados por conhecimentos teóricos, buscando explicar a causa desses fenômenos.

Para compreender o dispositivo patenteado por Tesla, será utilizado o *software Ansys Fluent 17.0* para visualização do escoamento entre dois discos em rotação, bem como, responder alguns questionamentos relacionados à influência da distância entre os discos na velocidade final de escoamento.

Sendo assim, a figura 13 demonstra o passo a passo que será utilizado nesse trabalho:

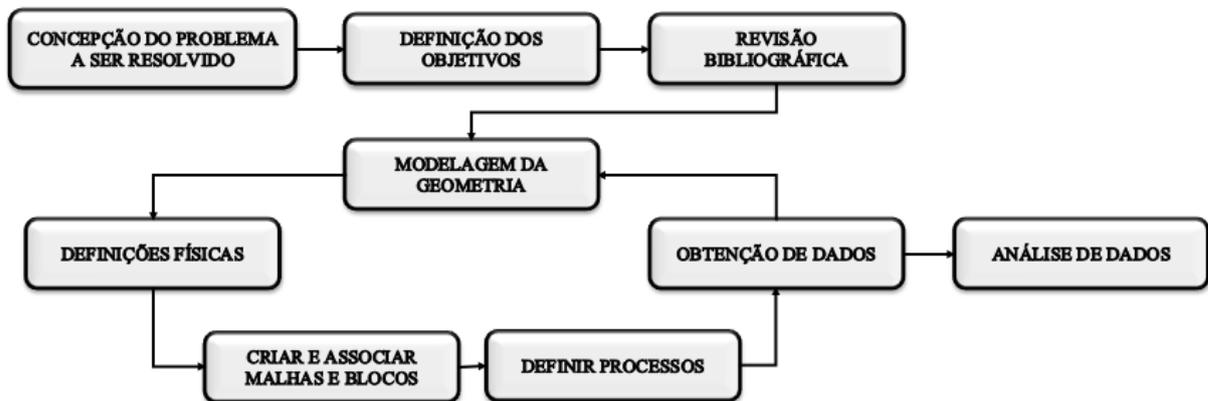


Figura 13 - Fluxograma das etapas realizadas na pesquisa.
Fonte: Pesquisa direta (2022)

A concepção e a formulação da pergunta problema é o que dá origem a um trabalho. Após isso, a definição dos objetivos é necessária. O terceiro passo é a revisão bibliográfica, ou seja, o levantamento de todas as pesquisas previamente feitas acerca do assunto, bem como, o estudo de conceitos importantes que será utilizado ao longo do trabalho.

A quarta parte já entra no desenvolvimento da pesquisa. Este trabalho funciona em uma série de simulações computacionais, por isso essas etapas estão em ciclo, até que se atinja o objetivo especificado para o teste. Para esta parte, foram usadas as seguintes etapas:

- Modelagem da geometria: definir e desenhar a geometria que será usada para realização de testes;
- Definições físicas: aqui são feitas as definições físicas da geometria, ou seja, se a geometria será analisada por processos de transferência de calor, quais são as propriedades e os tipos de escoamento, quais são as condições de contorno do problema, entre outros;
- Criar e associar malhas e blocos: como um computador utiliza o método de elementos finitos para modelagem matemática, a criação de uma boa malha é essencial, bem como, a criação e associação de blocos, dentre estáticos e não estáticos;
- Definir processos: para simulação computacional é necessária a definição de processos como precisão de resultados, margem de erro, limite de convergência, entre outros;

- Obtenção de dados: após realização dos testes, ocorre a obtenção dos dados que o computador fornece;
- Análise de dados: com os dados em mãos, a análise deve ser feita por meio de gráficos, tabelas, comparações, entre outros;

Para a definição das variáveis, os indicadores e qual ferramenta de tabulação de dados, é vital para o processo de obtenção e análise eficiente dos dados.

3.3 Variáveis e indicadores

Segundo Gil (2002, p. 19), o conceito de variável refere-se a “tudo aquilo que pode assumir diferentes valores ou diferentes aspectos, segundo os casos particulares ou as circunstâncias”. Ele ainda ressalta que o termo “variável”, é um dos termos mais empregados na linguagem utilizada pelos pesquisadores, e tem o objetivo de conferir maior precisão aos enunciados científicos.

A tabela 1 indica as variáveis e os indicadores que serão utilizados neste trabalho:

Tabela 1 - Tabela de variáveis e indicadores.

VARIÁVEIS	INDICADORES
PARÂMETROS DE ENTRADA	Velocidade de escoamento Vazão mássica
PARÂMETROS DE SAÍDA	Velocidade de escoamento Vazão mássica

Fonte: Pesquisa direta (2022)

Para análise dos problemas, os principais indicadores que servirão de base para análise e coleta de dados serão os parâmetros de saída. Este será influenciado pelas condições físicas do problema, bem como, as condições de entrada, e serão evidenciados pela velocidade de escoamento observado no sistema.

3.4 Instrumento de coleta de dados

Para o desenvolvimento de um trabalho científico quantitativo, a definição do instrumento de coleta de dados é necessária.

Como mencionado acima, o *software Ansys Fluent 17.0* será usado em um computador em laboratório para simulação dos fenômenos e respectiva coleta de dados.

3.5 Tabulação de dados

Para tabulação de dados, será usado o programa *Microsoft Excel*.

3.6 Considerações finais

O presente capítulo abordou sobre os tipos de pesquisa, os métodos e os materiais que serão utilizados neste trabalho. Além disso, definiu-se as variáveis e os indicadores analisados, bem como, os instrumentos de coleta e tabulação de dados.

No capítulo seguinte são apresentados os resultados obtidos durante a pesquisa.

4 RESULTADOS

O presente capítulo tem como objetivo apresentar e discutir os resultados obtidos.

4.1 Modelagem no *software*

4.1.1 Definição da geometria

Para a definição da geometria, utilizou-se um modelo de rotor de discos real utilizado por Figueira Jr. (2017). Dessa forma, para avaliar a influência da distância entre discos no perfil de velocidade do rotor, foram criadas quatro geometrias com diferentes distâncias entre discos utilizando o *software design modeler*.

Veja a figura 14 contendo o desenho de um dos rotores a serem estudados:



Figura 14 - Rotor a ser estudado.
Fonte: (JÚNIOR, OLIVEIRA, *et al.*, 2021)

A figura 14 ilustra o rotor a ser estudado. Este desenho foi replicado para os quatro modelos a serem estudados, variando-se a distância entre os discos.

Como se trata de uma simulação fluidodinâmica, para todas as geometrias desses rotores, foram extraídos o volume interno, ou seja, a parte referente ao líquido que se move no interior do rotor.

Dessa forma, o volume fluidodinâmico do modelo de 2,5 mm está ilustrado na figura 15:



Figura 15 - Volume fluidodinâmico com distância entre discos 2,5 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

Na figura 15, apresenta-se o modelo do volume fluidodinâmico do rotor com distância de 2,5 mm entre discos, o mesmo se replica para as demais geometrias. É no volume fluidodinâmico que será gerada a malha usada nas as simulações.

4.1.2 Malha

A malha inicialmente foi definida com os parâmetros padrões do *software ansys meshing 17.0*. Após o trabalho de convergência de malha detalhado na seção 4.1.5, as malhas ficaram com os seguintes refinamentos:

- *Inflation*: A opção *inflation* gera várias camadas de elementos em formato de prismas com o objetivo de refinar a área próxima as paredes para capturar os fenômenos oriundos da camada limite. Dessa forma, foram definidos em todas as paredes do rotor com as seguintes configurações: o tipo utilizado foi a transição suave, com raio de transição padrão do programa (0,272) e 6 camadas com taxa de crescimento de 1,2.

- *Vertex sizing*: Essa opção tem como objetivo refinar os elementos próximos a um vértice especificado pelo usuário, assim, foram definidos os seguintes parâmetros para alguns dos vértices onde notou-se elementos de baixa qualidade: tipo usado foi a esfera de influência, com raio da esfera de 0,3 mm e tamanho de elementos de 0,3 mm.
- *Face sizing*: Essa opção tem como objetivo refinar os elementos próximos a uma face especificada pelo usuário, assim, foram definidos os seguintes parâmetros na face de saída o fluxo: tipo usado é o tamanho de elemento, com tamanho de elemento variando de acordo com o refinamento feito durante a fase de convergência de malha.

Dessa forma, a malha para o modelo de 2,5 mm está representada na figura 16.

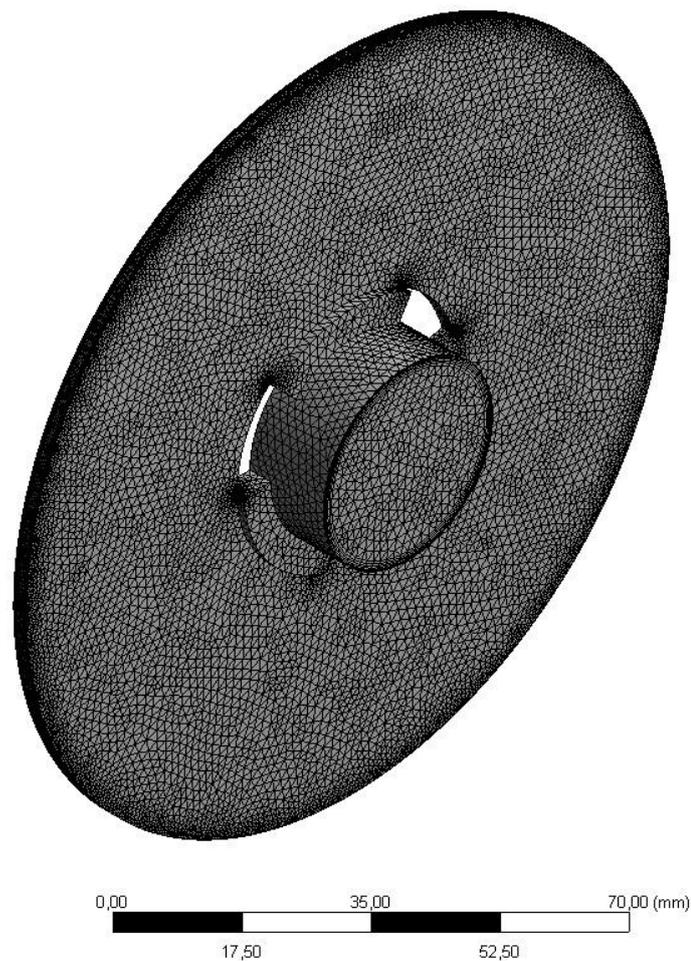


Figura 16 - Malha do modelo com distância de 2,5 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 16 ilustra a malha usada para as simulações, onde a solução será feita pelo processamento no computador dentro de cada elemento finito.

4.1.3 Definições dos processos

Para simulação fluidodinâmica no *Ansys Fluent 17.0*, existem uma série de metodologias e *setups* que são necessários serem definidos para simulação correta do problema.

As definições da simulação foram definidas da seguinte forma:

- Geral: o padrão do programa foi mantido nesse caso, visto que não havia necessidade de trocar nenhum parâmetro nesta tela, com exceção de a gravidade foi adicionada com o valor de $9,81 \text{ m/s}^2$.
- Modelos: como o problema se trata de uma simulação fluidodinâmica onde as nossas variáveis de entrada e saída são somente em função da geometria e do fluido, o único modelo que foi ligado para processamento foi o modelo de viscosidade, sendo escolhido o modelo “*SST k-omega*” devido à sua boa capacidade de capturar os fenômenos ocorridos na camada-limite do fluido.
- Materiais e zonas: o material escolhido foi a água, e o mesmo fluido foi aplicado a todas as zonas do modelo, visto que a geometria se trata somente do volume do fluido que passa dentro do rotor.
- Condições de entrada e saída:
 - Entrada: vazão de $4,06 \text{ m}^3/\text{h}$. Esse dado foi utilizado como um padrão para os quatro modelos, com o objetivo de todos estarem com o mesmo padrão de entrada e saída. O valor utilizado foi retirado dos dados utilizados por Figueira Jr. (2017) nos testes realizado pelo autor.
 - Saída: pressão de saída manométrica de 0 Pa . Isso significa que a saída seria apenas uma abertura.
 - Interior: fluido água.
 - Paredes: essa zona é referente ao local onde o rotor e a água se encontram, sendo assim, os parâmetros adicionados foram de:
 - Condição de não escorregamento.
 - Rugosidade de $0,8 \text{ }\mu\text{m}$.

- Parede móvel com rotação de 3600 rpm. Muitas bombas centrífugas trabalham com a rotação de 3600 rpm, logo, foi utilizado este número para realização das simulações.

As definições para o cálculo do problema foram definidas da seguinte forma:

- Método de solução:
 - Tipo escolhido foi a velocidade e pressão acopladas (*coupled*). E todas as definições deste método de solução foram deixadas com o padrão do programa. O método de solução conhecido como *coupled* resolve as equações de pressão e velocidade de forma acoplada, ou seja, a cada iteração realizada, o valor de velocidade calculado influencia no valor calculado de pressão, e vice-versa, e é dessa forma que o *software* busca os resultados e a convergência.
 - Opção pseudo transiente foi considerado ligado. Essa opção é uma ferramenta que auxilia o *software* a atingir um estado estacionário para convergir a solução.
 - Opção corrigir gradiente de face deformada foi considerado ligado. Essa correção auxilia na correção de elementos de malha muito deformados, corrigindo as faces deformadas e melhorando a qualidade do elemento, consequentemente melhorando os resultados e convergência da solução.
 - Termo de relaxamento de alta ordem foi considerado ligado. Este termo é usado para mudar o quão variável os resultados de cada iteração são, o que auxilia bastante na convergência da malha.
- A inicialização do programa foi feita com o padrão do programa, ou seja, de forma híbrida.
- O cálculo foi feito um número de iterações alto, de 2000 iterações, para garantir um resultado confiável, ou até que os monitores apresentem uma linha reta, o que significa que as variáveis de saída controladas não estão variando iteração a iteração.

Também foi definido alguns monitores de parâmetros de saída para ver como evoluiu os parâmetros a cada iteração, os monitores definidos foram:

- Velocidade de saída por iteração;

- Vazão de saída por iteração;
- Resíduos das equações de Navier-Stokes.

4.1.4 Convergência de malha e obtenção de dados

Para garantir que os dados e os resultados adquiridos fossem o mais próximo da realidade possível, com um tempo de processamento menor possível, a convergência de malha foi feita seguindo o fluxograma ilustrado na figura 17.

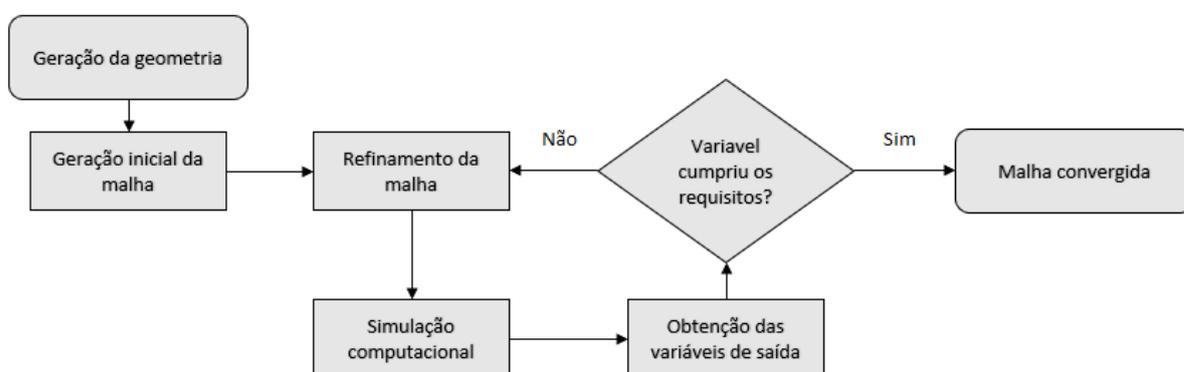


Figura 17 - Fluxograma do processo usado para convergência de malha.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

Seguindo o processo ilustrado na figura 17, a partir da geometria, a malha foi gerada com os padrões do programa e a opção “*inflation*” ativada, com objetivo de capturar os fenômenos existentes na camada limite. Com a malha e o modelo gerado, a simulação foi feita para obtenção dos resultados. Ao final da simulação, os dados de vazão mássica e velocidade média na superfície de saída do rotor foram obtidos. Caso estas variáveis tenham uma diferença menor que 0,01 quando comparado aos dados da simulação anterior, a malha é considerada convergida, caso contrário, o refinamento dos elementos de malha é feito e o modelo é simulado novamente.

Ao fim das simulações e da convergência de malha feita para os quatro modelos, foram obtidos os seguintes dados, ilustrados na tabela 2:

Tabela 2 - Variáveis de saída controladas na convergência de malha.

S (mm)	Entrada		Saída		
	Q (kg/s)	V (m/s)	Q (kg/s)	V (m/s)	U (m/s)
10	1,12778	1,3672623	1,1277196	2,0487884	1,6048521
7,5	1,12778	1,3653672	1,127793	2,4904474	2,171168
5	1,12778	1,3653672	1,1278147	3,2776857	2,9889479
2,5	1,12778	1,368556	1,127716	4,3821417	3,5969987

Fonte: Pesquisa direta (2022).

A tabela 2 demonstra as variáveis de entrada e saída obtidas para a convergência de malha, uma das principais indicações destes dados é de que a vazão mássica de saída apresenta uma diferença de 0,01% em relação à vazão mássica de entrada, o que satisfaz a lei da conservação de massa.

Os valores demonstrados na tabela 2 foram obtidos a partir de cálculos realizados no *Ansys Fluent*. Todos os valores demonstrados foram realizados utilizando a opção de média ponderada na superfície escolhida, por exemplo, valores de velocidade média de saída são referentes a média ponderada dos vetores de velocidade na superfície de saída do rotor.

Com estes dados extraídos do programa e demonstrados na tabela 2, pode-se obter o gráfico ilustrado na figura 18.

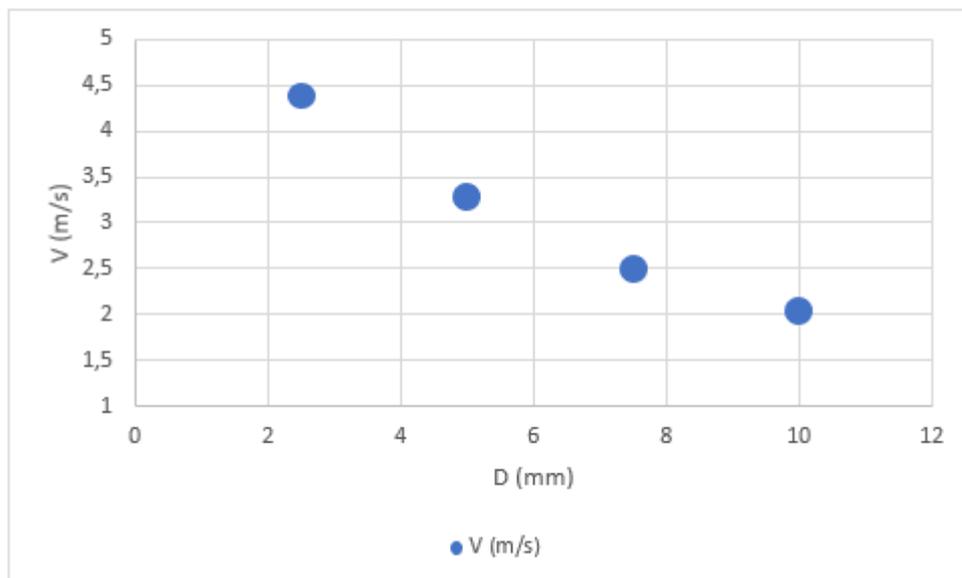


Figura 18 - Gráfico de distância entre paredes do rotor e velocidade absoluta média de saída.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 18 demonstra que à medida em que a distância entre os discos diminui, a velocidade absoluta média na superfície de saída aumenta. Esse efeito é consequência da influência da camada limite no escoamento do fluido, sendo que, quanto mais distante da parede

o fluido está, menos a condição de não escorregamento e a camada limite influenciam no escoamento do fluido.

4.2 Pós processamento

Após o trabalho feito para a convergência da malha dos quatro modelos, partiu-se para os pós processamento dos modelos, visando obter as seguintes visões:

- Perfil de velocidades entre discos;
- Vetores de velocidade.

4.2.1 Perfil de velocidade entre discos

A seguir estarão representadas o perfil de velocidade entre discos dos modelos simulados.

A figura 19 ilustra o perfil de velocidades absolutas no disco com distância de 2,5 mm entre discos:

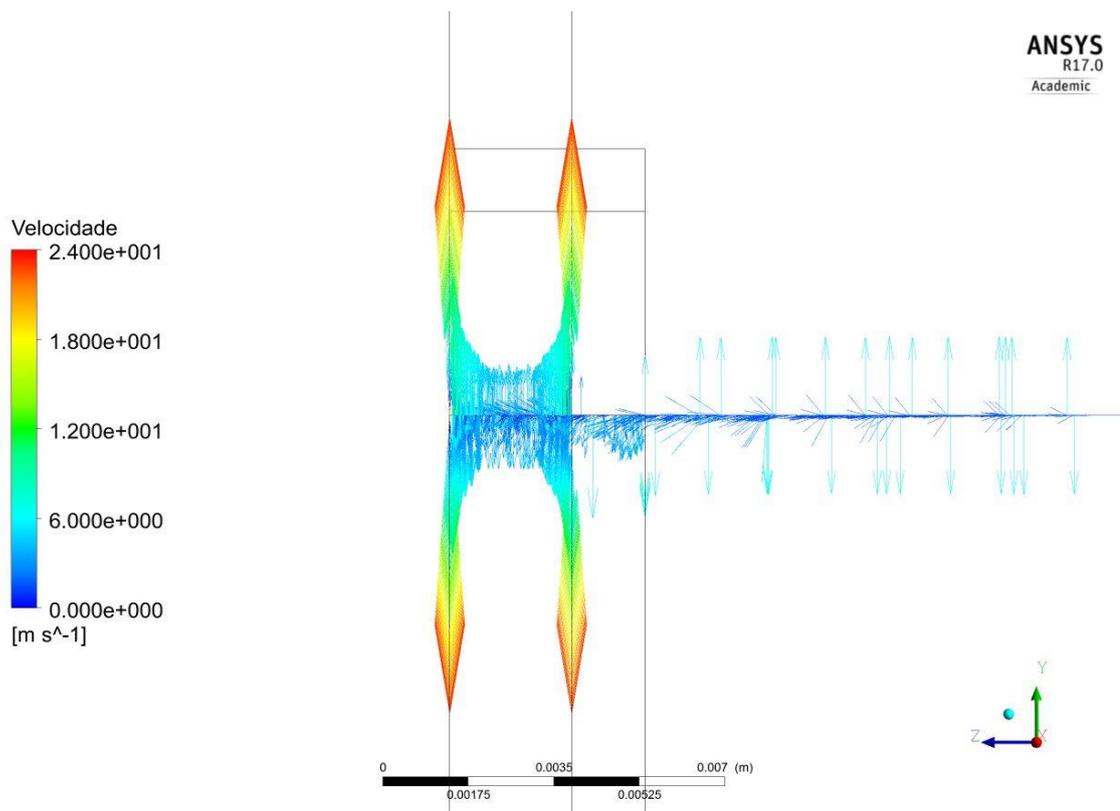


Figura 19 - Perfil de velocidade absoluta entre discos distância: 2,5 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 19 ilustra o perfil de velocidade absoluta entre discos com o rotor de distância 2,5 mm, observa-se a velocidade máxima nas paredes do rotor, devido ao fenômeno da camada limite. Como as paredes estão girando a 3600 rpm, isso faz com que as maiores velocidades estejam nessa área. Este modelo apresentou velocidade média de saída de 4,38 m/s.

A figura 20 ilustra o perfil de velocidades absolutas no disco com distância de 5 mm entre discos:

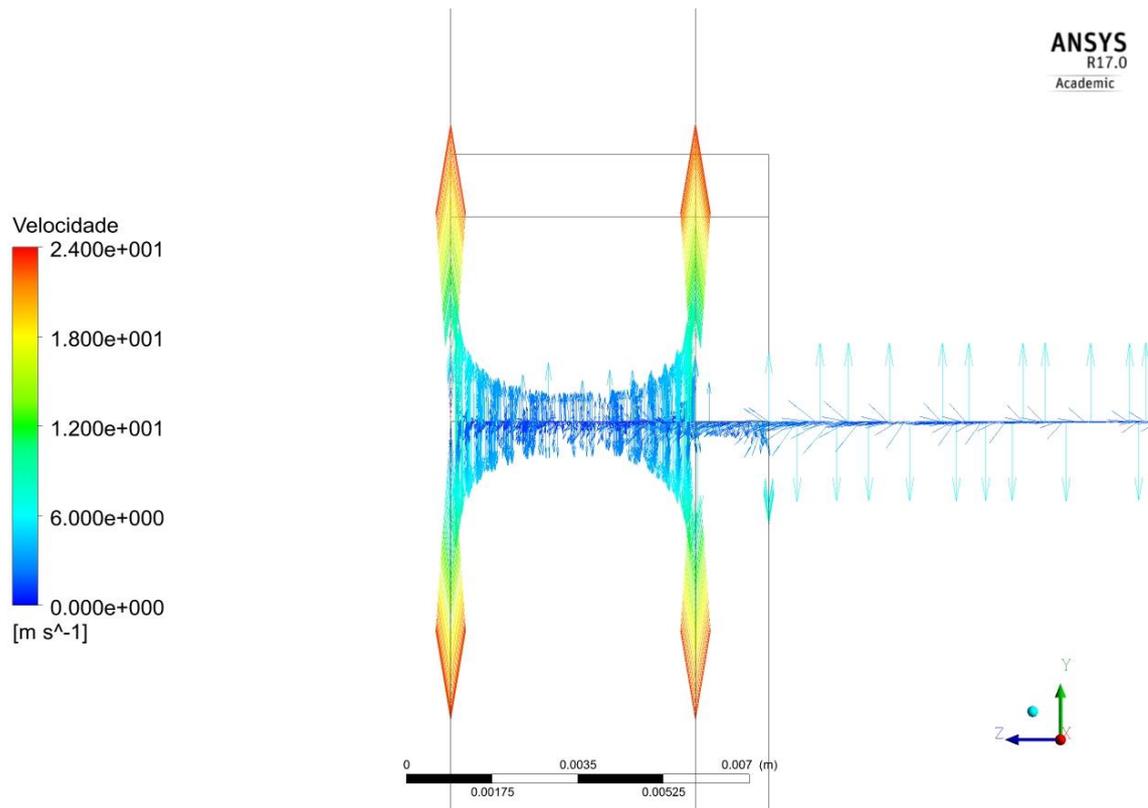


Figura 20 - Perfil de velocidade entre discos: distância 5 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 20 ilustra o perfil de velocidade entre discos com distância de 5 mm, observa-se a mesma velocidade máxima quando comparado ao outros discos, porém, a velocidade interna do rotor é menor quando comparado ao disco de 2,5 mm. Este modelo apresentou velocidade média de 3,27 m/s, que resulta em uma velocidade 25% menor quando comparado ao rotor com espaçamento de 2,5 mm.

A figura 21 ilustra o perfil de velocidades absolutas no disco com distância de 7,5 mm entre discos:

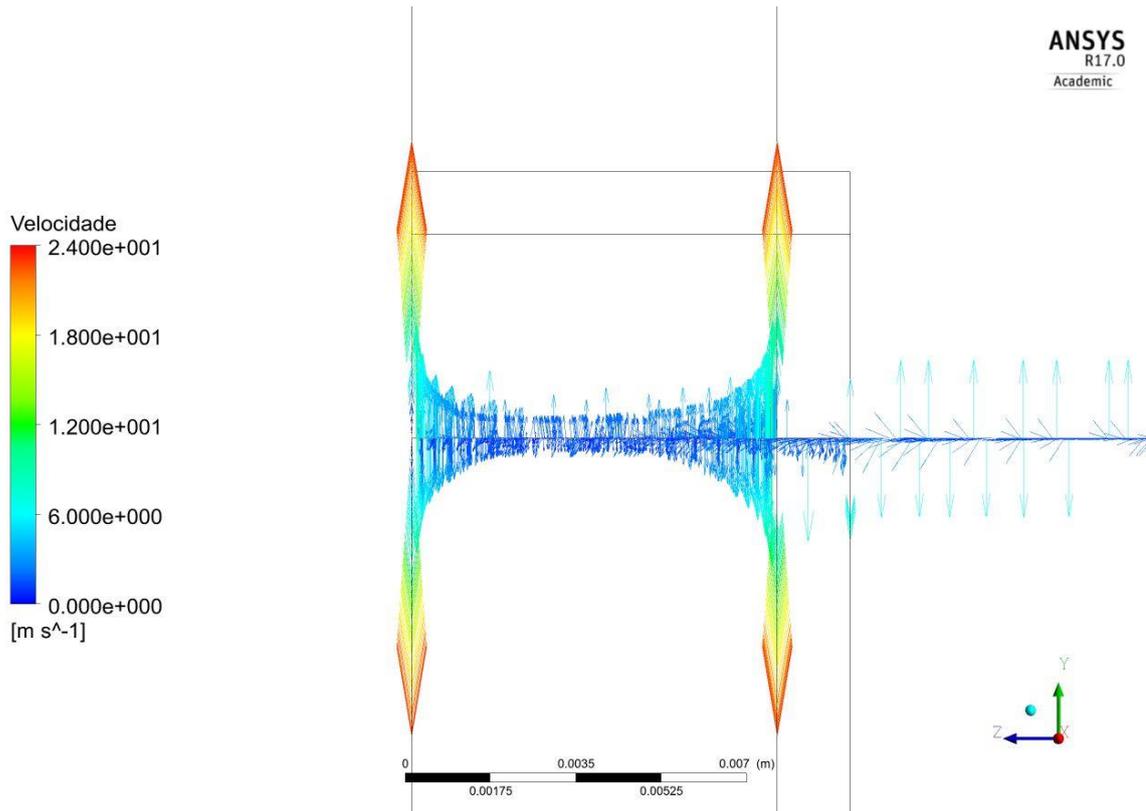


Figura 21 - Perfil de velocidade entre discos: distância 7,5 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 21 ilustra o perfil de velocidade entre discos para o modelo de 7,5 mm, o mesmo fenômeno acontece, quanto mais longe da parede do rotor, menor é a velocidade média do fluido. Este modelo apresentou velocidade média de saída de 2,49 m/s, este valor é 43% menor que a geometria de melhor desempenho.

A figura 22 ilustra o perfil de velocidades absolutas no disco com distância de 10 mm entre discos:

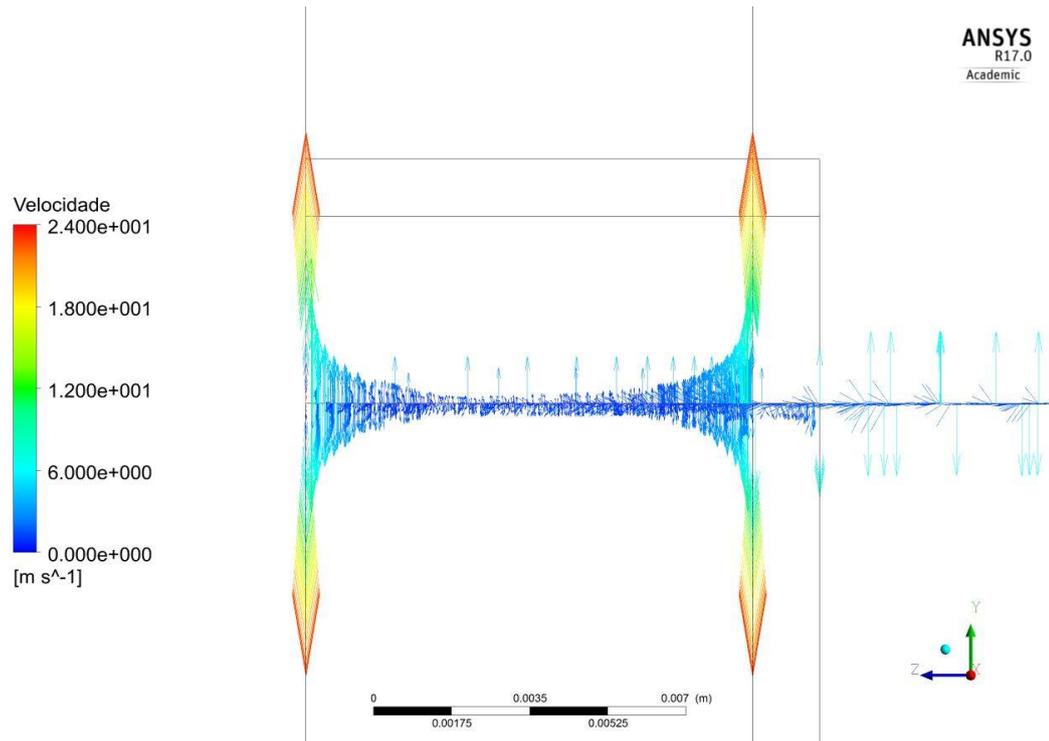


Figura 22 - Perfil de velocidade entre discos: distância 10 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 22 ilustra o perfil de velocidades entre discos para o modelo de 10 mm, este é o modelo que apresentou menores velocidades médias e maior turbulência na área interna do volume fluido. Este modelo apresentou velocidade média de saída de 2,04 m/s. Este resultado é 53% menor que o rotor de 2,5 mm. Não significa que este modelo é pior ou melhor, depende da aplicação em que este rotor será usado, este modelo por exemplo poderia ser utilizado para bombear fluidos com partículas maiores.

Por fim a figura 23 ilustra a comparação entre os modelos.

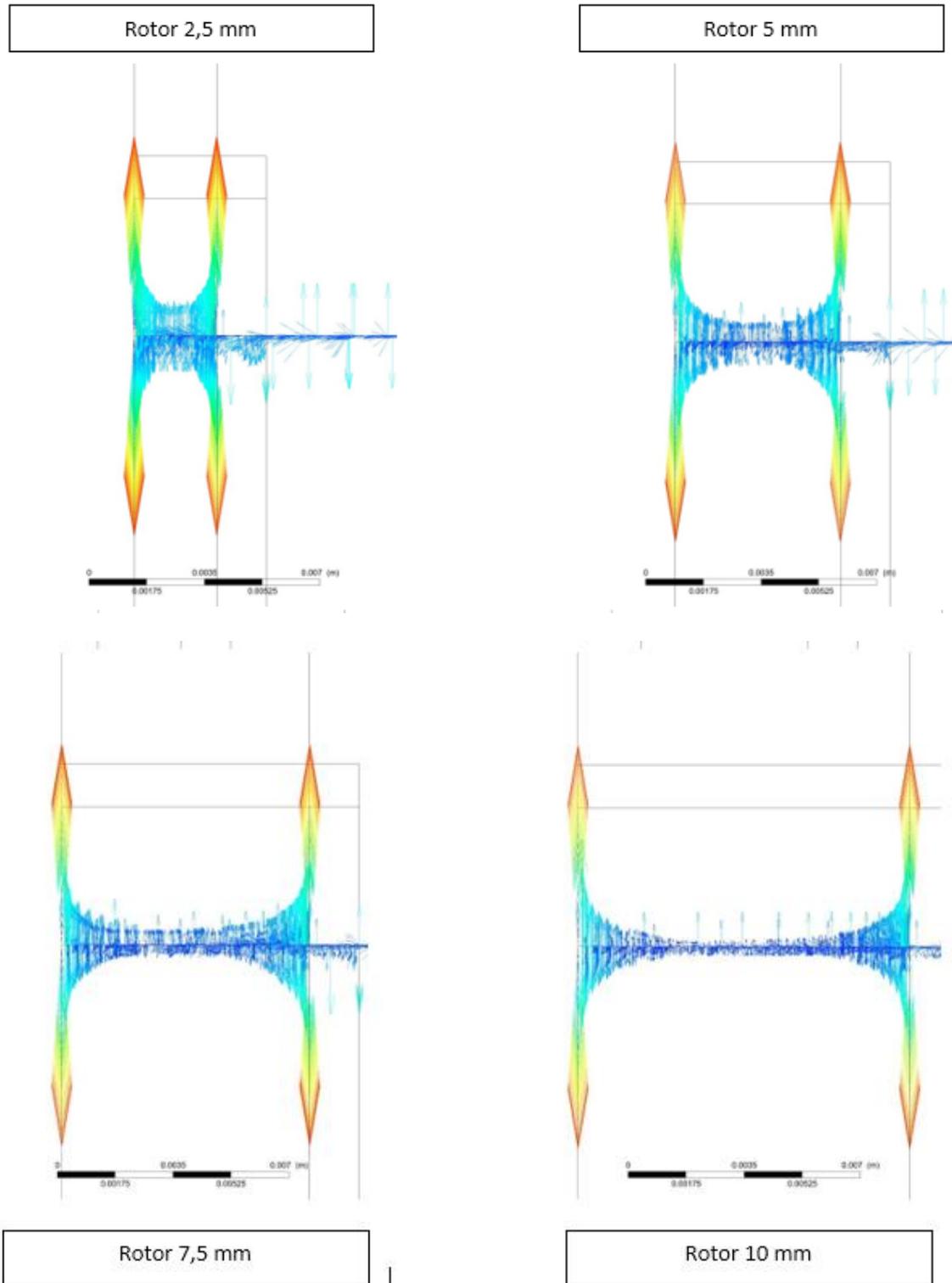


Figura 23 - Perfis de velocidade entre discos para os quatro rotores simulados.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 23 apresenta a comparação entre o perfil de velocidade dos 4 modelos estudados, nela é possível ver como a velocidade interna do disco diminui à medida em que a distância entre as paredes aumenta. Pode-se afirmar, a partir dos resultados obtidos que quanto

menor o espaçamento entre os discos melhor será a velocidade média entre os discos e maior será o volume deslocado pela bomba.

4.2.2 Vetores de velocidade

O perfil de escoamento foi feito utilizando vetores de velocidade em dois planos do rotor. O primeiro plano foi definido próximo à parede do rotor, e o perfil de escoamento está ilustrado na figura 24:

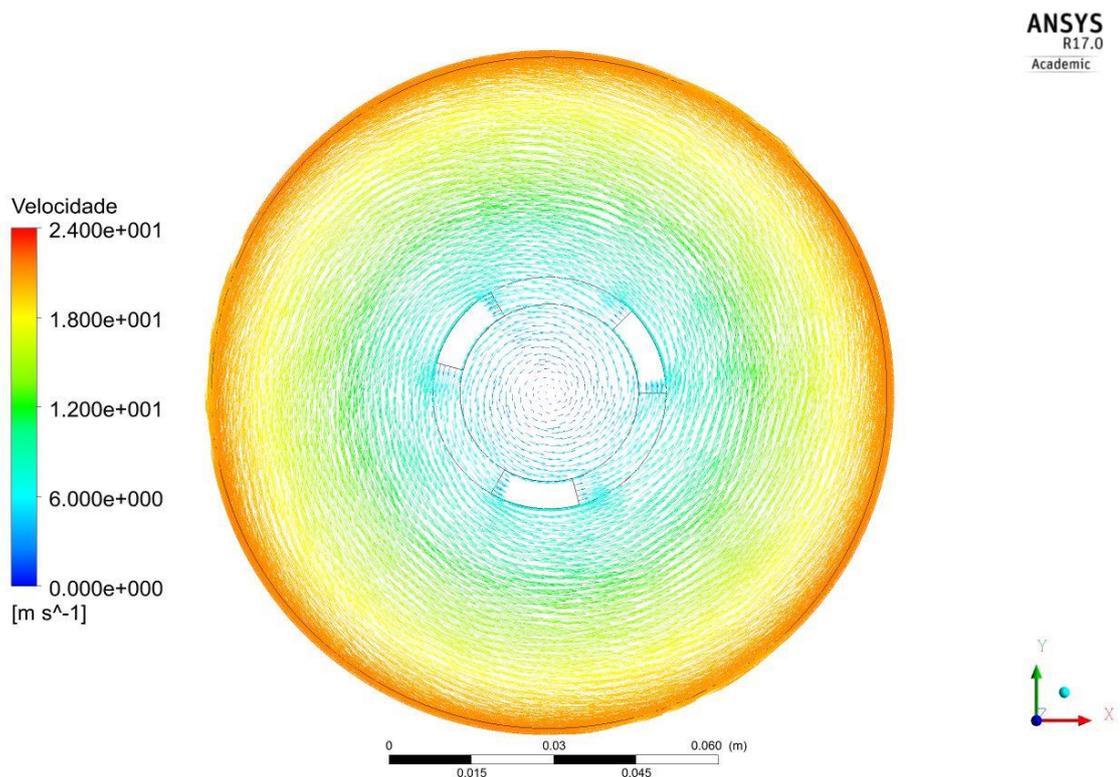


Figura 24 - Vetor de velocidades próximo à parede do rotor.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 24 ilustra os vetores de velocidade na região próxima às paredes do rotor para o modelo de 2,5 mm, nota-se o mesmo comportamento para os demais modelos, visto que o fluxo e a velocidade tendem a ser maiores próximas às paredes do rotor devido ao efeito da camada limite. Isso fica evidente quando se nota que a velocidade absoluta máxima na superfície de saída dos rotores foi igual nos quatro modelos.

Um segundo plano foi traçado no interior das paredes do rotor, bem no centro entre uma parede e outra.

A figura 25 ilustra os vetores de velocidade no plano ao centro das duas paredes do rotor de 2,5 mm.

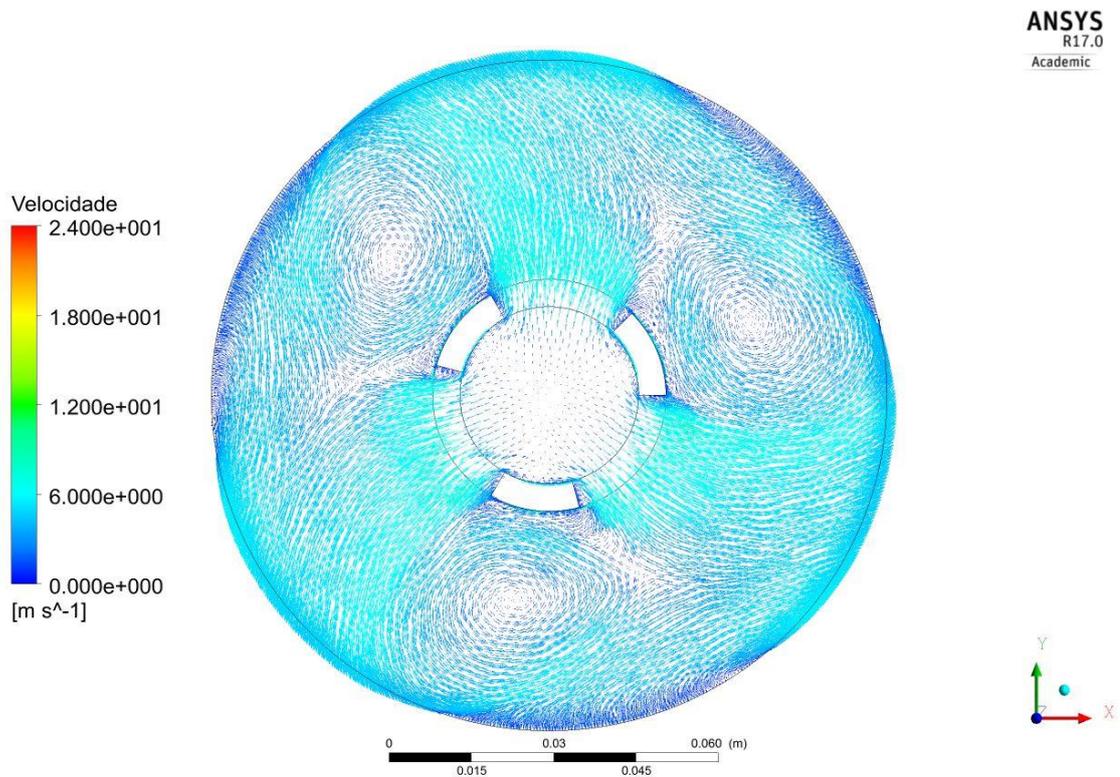


Figura 25 - Vetores de velocidade em um plano entre as duas paredes do rotor de 2,5 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 25 ilustra os vetores de velocidade no plano ao centro das duas paredes do rotor de 2,5 mm, nota-se menores velocidades em relação as velocidades próximas as paredes, mas também um fluxo mais rápido em relação aos demais rotores. Observa-se a formação de recirculação nas regiões imediatamente após a parede do cubo que conecta os discos. Este comportamento se dá principalmente pela geometria do cubo, que possui quinas que aumentam a turbulência do modelo. A turbulência em decorrência da geometria também é observada para os rotores de maior distância entre os discos.

A figura 26 ilustra os vetores de velocidade no plano ao centro das duas paredes do rotor de 5 mm.

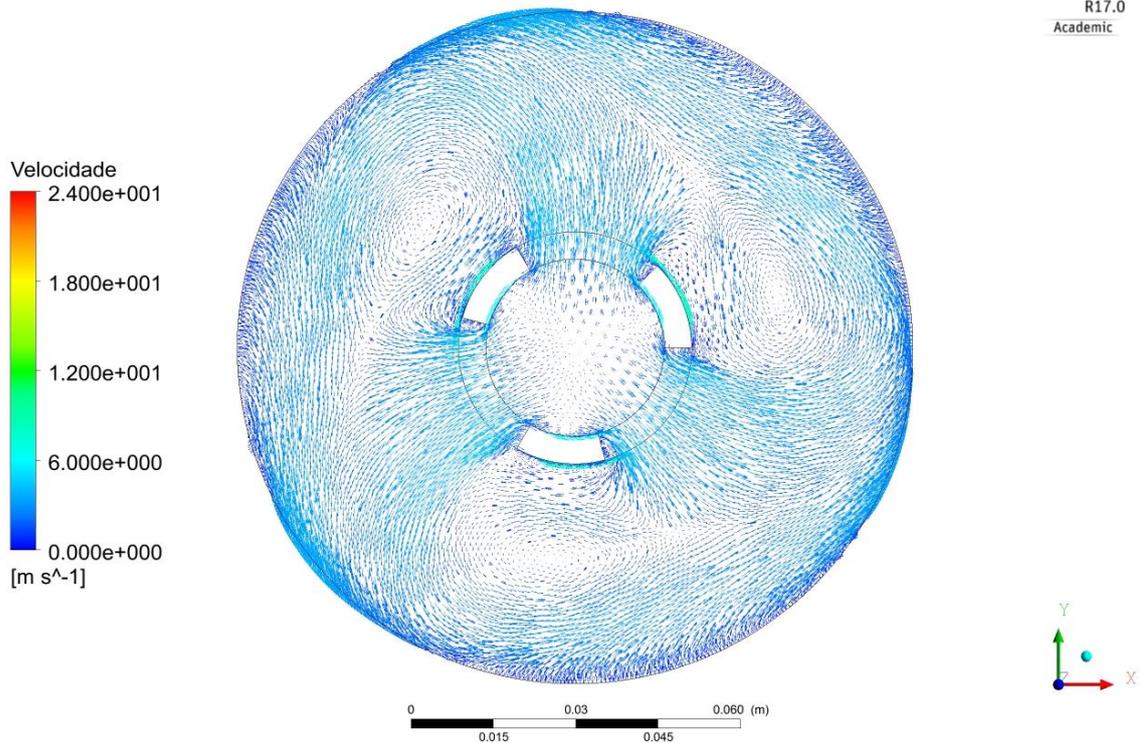


Figura 26 - Vetores de velocidade em um plano entre as duas paredes do rotor de 5 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 26 ilustra os vetores de velocidade no plano ao centro das duas paredes do rotor de 5 mm, nota-se menor velocidade quando comparado ao rotor de 2,5 mm, devido a menores forças viscosas no fluido.

A figura 27 ilustra os vetores de velocidade no plano ao centro das duas paredes do rotor de 7,5 mm.

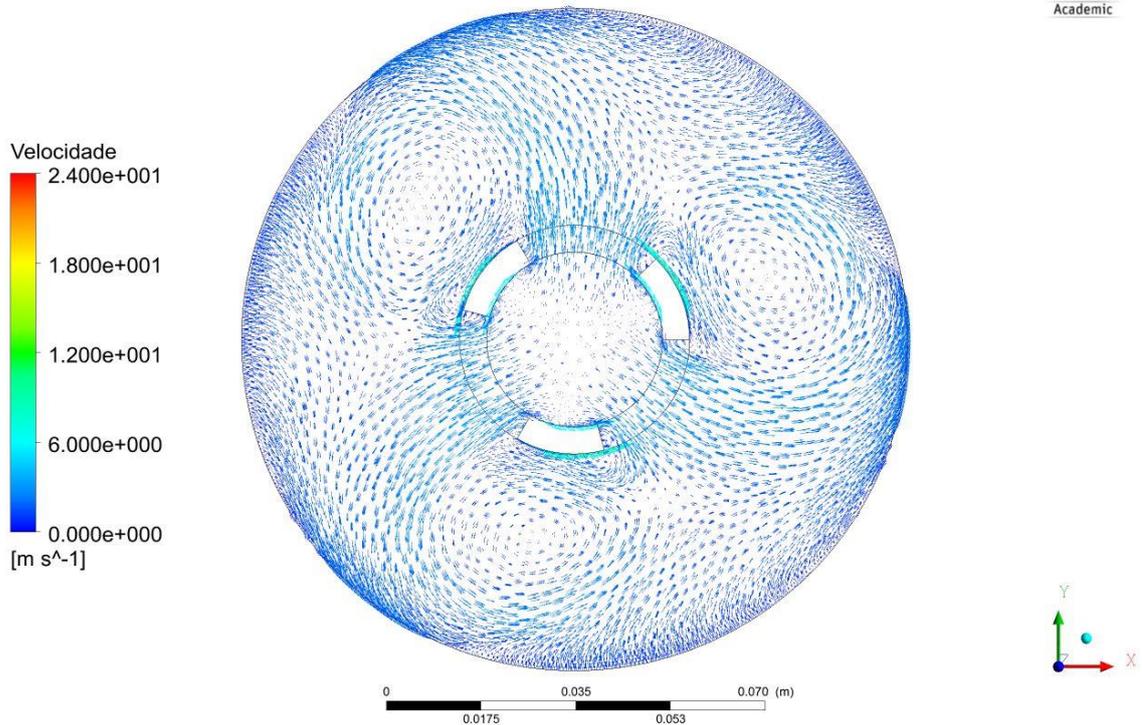


Figura 27 - Vetores de velocidade em um plano entre as duas paredes do rotor de 7,5 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 27 ilustra os vetores de velocidade no plano ao centro das duas paredes do rotor de 7,5 mm, nota-se que, devido aos cantos quadrados e grande tamanho, esta peça que liga a entrada do rotor com as paredes dos discos causa turbulência no fluxo de água, fato observado em todos os modelos.

A figura 28 ilustra os vetores de velocidade no plano ao centro das duas paredes do rotor de 10 mm.

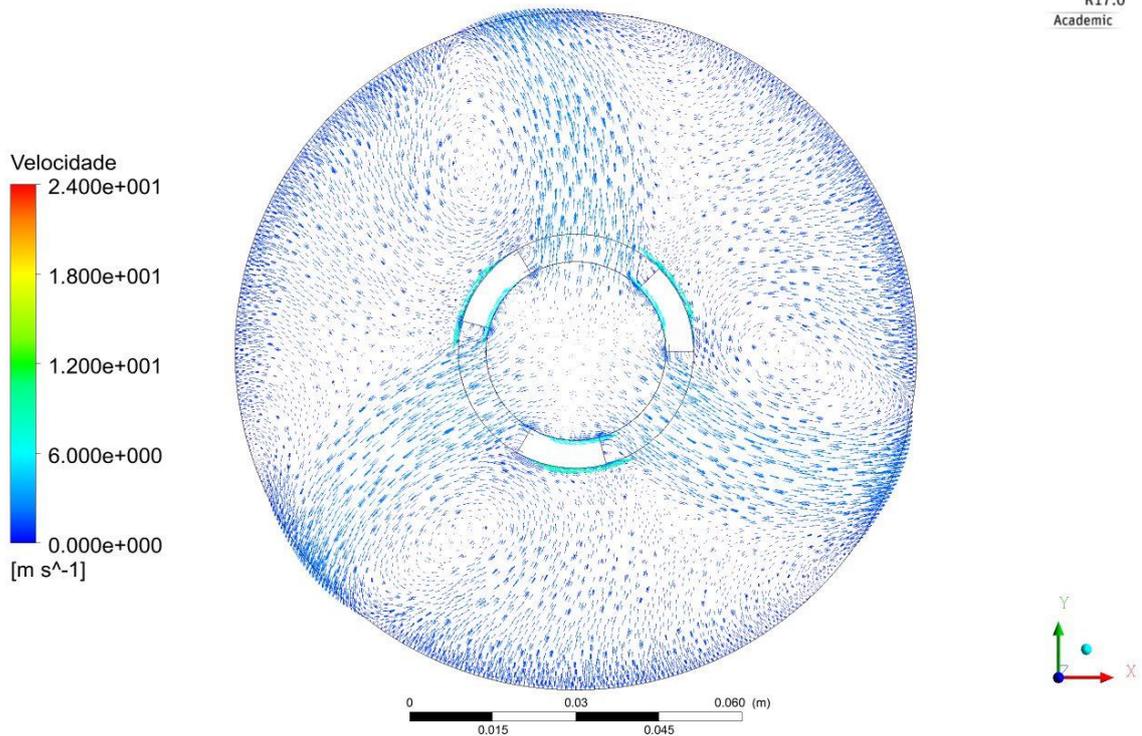


Figura 28 - Vetores de velocidade em um plano entre as duas paredes do rotor de 10 mm.
Fonte: Pesquisa direta (2022).

A figura 28 ilustra os vetores de velocidade no plano ao centro das duas paredes do rotor de 10 mm. De todos, é o modelo que apresentou maior turbulência e menor velocidade pois é o modelo que menos possui influência das forças viscosas oriundas da condição de não escorregamento da parede do rotor.

4.3 Considerações finais

O presente capítulo abordou os resultados da pesquisa, bem como, a análise desses resultados e a influência da distância entre os discos no perfil de velocidade dos modelos.

No capítulo seguinte são apresentadas as conclusões acerca deste trabalho.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo avaliar a influência da distância entre discos no perfil de velocidade de um rotor de discos. Teve como resultados os parâmetros de entrada e saída referentes as condições simuladas, o perfil de velocidades entre discos para os quatro modelos estudados e os vetores de velocidade nos planos próximo a parede do rotor e ao meio entre uma parede e outra.

O estudo se mostra de grande relevância devido a aplicabilidade desses rotores em diferentes áreas. Os rotores de disco podem possuir diversas aplicações para as diferentes distâncias entre discos. Maiores distâncias apresentam menor velocidade média de saída, o que pode ser interessante para o bombeamento de cargas vivas ou muito sensíveis. Menores distâncias apresentam maior velocidade média de saída com o mesmo esforço e menor turbulência.

Visto os dados apresentados, pode-se concluir que quanto menor a distância entre os discos, maior é a velocidade média na superfície de saída do rotor. Além disso, notou-se que a parede do cubo dos rotores exerce grande influência no fluxo de massa para a região entre os discos, observou-se a geração de recirculação de fluido. A largura desta parede é devido a aplicação principal deste rotor, bombeamento de fluidos abrasivos, na qual essa parede irá sofrer desgaste. Para fluidos com menor capacidade abrasiva podemos aumentar a área de passagem de fluido com o intuito de diminuir a turbulência, o que provavelmente também irá melhorar o desempenho deste dispositivo.

5.1 Trabalhos futuros

Neste tópico estão abordados os trabalhos futuros que se originarão desta pesquisa:

- Simular para rotores com distâncias menores que 2,5 mm;
- Avaliar a largura das paredes do cubo do rotor;
- Avaliar a influência do número de discos no vetor de velocidades do rotor;
- Simular os rotores com a geometria da voluta e construir a curva característica para cada um desses rotores;
- Fazer simulações utilizando fluidos abrasivos;

- Testes experimentais para comparar os dados obtidos.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ADAMS, M. L.; SZERI, A. Z. **Incompressible flow between finite disks**. J. Applied Mechanics. [S.l.]. 1982.

AGOSTINHO, O. L. **Engenharia de fabricação mecânica**. 1°. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2018.

BARBOSA, M. P. **Estudo do escoamento no canal formado por dois discos em rotação**. Universidade estadual de Campinas. Campinas, p. 135. 1992.

BATCHELOR, G. K. **Note on a class of solutions of the Navier-Stokes equations representing steady rotationally-symmetric flow**. Quart. J. Mech. and Appl. Math. [S.l.], p. 29-41. 1951.

ÇENGEL, A. Y.; CIMBALA, M. J. **Mecânica dos fluidos - Fundamentos e aplicações**. 3°. ed. São Paulo: AMGH, 2015.

DODSWORTH, L.; GROULX, D. OPERATIONAL PARAMETRIC STUDY OF A TESLA PUMP: DISK PACK SPACING. **ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference 2015**, Seoul, 31 Julho 2015. 6.

FIGUEIRA JR., E. A. **Estudo e concepção de rotores de disco para bombeamento de fluidos abrasivos**. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia. 2017.

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 3. ed. São Paulo: Atlas, 1991.

GOLDENBERG, M. **A arte de pesquisar: Como fazer pesquisa qualitativa em ciências sociais**. 8. ed. Rio de Janeiro: Record, 1997.

JÚNIOR, E. A. D. et al. Design of bradeless impellers for abrasive fluid pumping. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science and Engineering**, Uberlândia, 30 Março 2021. 10.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2°. ed. Rio de Janeiro: [s.n.], 2008.

MACINTYRE, A. J. **Manual de instalações hidráulicas e sanitárias**. 2°. ed. Rio de Janeiro: GEN, 2021.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2°. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017.

MARCONI, M. D. A.; LAKATOS, E. M. **Metodologia de trabalho científico**. 9. ed. São Paulo: Atlas, 2021.

PEREIRA, L. R. **Efeitos da adição de nióbio no desempenho de ferros fundidos brancos de alto cromo utilizados no bombeamento de polpa na mineração**. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, p. 80. 2012.

SILVA, J. B. C. **Pré-projeto de rotores de máquinas de fluxo geradoras radiais**. Universidade Estadual Paulista. Ilha Solteira, p. 33. 2000.

SOUZA, Z. D. **Projeto de máquinas de fluxo: tomo I, base teórica e experimental**. 1°. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2011.

TESLA, N. **Fluid Propulsion**. 1061142, 6 Maio 1913.

VERGARA, S. C. **Projetos e relatórios de pesquisa em administração**. 16. ed. São Paulo: Atlas, 2016.

VON KARMAN, T. **Über laminare and turbulente Reibung**. ZAMM. [S.l.], p. 233-252. 1921.