



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO

PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO

CENTRO DE ENGENHARIAS

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PAULA DE CARVALHO CAMINHA

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMETRICOS NO FATOR DE
ESCORREGAMENTO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS UTILIZANDO DINÂMICA DOS
FLUIDOS COMPUTACIONAL.**

MOSSORÓ

2018

PAULA DE CARVALHO CAMINHA

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMETRICO NO FATOR DE
ESCORREGAMENTO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS UTILIZANDO DINÂMICA DOS
FLUIDOS COMPUTACIONAL.**

Monografia apresentada a Universidade
Federal Rural do Semi-Árido como
requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Luís Morão Cabral Ferro, Prof. Dr.

MOSSORÓ

2018

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

C172a Caminha, Paula de Carvalho .
ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS
GEOMETRICOS NO FATOR DE ESCORREGAMENTO EM BOMBAS
CENTRÍFUGAS UTILIZANDO DINÂMICA DOS FLUIDOS
COMPUTACIONAL. / Paula de Carvalho Caminha. 2018.
53 f. : il.

Orientador: Luís Morão Cabral Ferro.
Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Engenharia
Mecânica, 2018.

1. Rotor. 2. Bomba Centrífuga. 3. Fator de
Escorregamento. 4. Equação de Stodola. I. Cabral
Ferro, Luís Morão , orient. II. Título.

O serviço de Geração Automática de Ficha Catalográfica para Trabalhos de Conclusão de Curso (TCC's) foi desenvolvido pelo Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação da Universidade de São Paulo (USP) e gentilmente cedido para o Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (SISBI-UFERSA), sendo customizado pela Superintendência de Tecnologia da Informação e Comunicação (SUTIC) sob orientação dos bibliotecários da instituição para ser adaptado às necessidades dos alunos dos Cursos de Graduação e Programas de Pós-Graduação da Universidade.

PAULA DE CARVALHO CAMINHA

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICO NO FATOR
DE ESCORREGAMENTO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS UTILIZANDO
DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.**

Monografia apresentada a
Universidade Federal Rural do Semi-
Árido como requisito para obtenção do
título de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Luís Morão Cabral
Ferro, Prof. Dr.

Aprovada em 19 de abril de 2018.

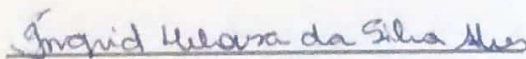
BANCA EXAMINADORA:



Prof^o Dr. Luís Morão Cabral Ferro



Prof^o Bel. Gulemberg Ferreira Diniz



Prof^a Bel. Ingrid Heloisa da Silva Alves

AGRADECIMENTOS

A Universidade Federal Rural do Semi-Árido por toda oportunidade a mim oferecida durante os 10 períodos que residir como aluna neste recinto.

Ao meu professor orientador Luís Morão Cabral Ferro que acreditou em mim e me forneceu todo o apoio acadêmico necessário ao cumprimento da minha jornada no curso de engenharia mecânica.

A minha mãe e meus irmãos que também estiveram presentes nos mais diversos momentos, desde os dias mais estressantes até os mais felizes.

Aos meus amigos de velha data, Yassonarley Paiva, Rafaela Duarte, Cristina Cavalcante, Maria Mesquita, Barbara Hillary, Ana Laura, Francisca Fernandes, Anequegildo Ferreira, Marcus Vinícius, se vocês não estivessem presentes em cada momento da minha vida, não teria sido a mesma coisa, obrigada por todo apoio e suporte ao longo destes 5 anos.

Aos amigos que são da universidade pra vida, Bruno Queiroz, Nelson do Vale, Larissa Pontes, Maria Luísa, Henrique Fernandes, Rodrigo Saldanha e Jakson Gomes que passaram junto comigo os piores e melhores momentos da universidade.

A vocês, meu muito obrigada!

Resumo

Segundo teorias estabelecidas, um fluido ao sair do rotor de uma bomba, deve ter uma trajetória que seja tangencial a pá, no entanto na prática isso não ocorre, já que em um rotor o número de pás é finito e o fluido sofre ação do fator de atrito e do formato da pá. Como essa condição não é ideal, isto ocasiona uma mudança no triângulo de velocidades. O ângulo β_2 da saída do rotor em relação a sua velocidade média difere do ângulo da pá na saída β'_2 . A diferença entre β_2 e β'_2 denomina-se fator de escorregamento, que sofre influência do perfil da pá e do número de pás. Como consequência em vista, este trabalho utiliza como recurso a dinâmica dos fluidos computacional para análises de variadas formas de pá e número de pás para as mesmas solicitações de projeto, para que dessa forma seja possível selecionar o melhor rotor para a aplicação desejada. O rotor foi dimensionado utilizando a teoria unidimensional abordada por Macintyre (2012), escolhendo vazão, altura de elevação e velocidade de rotação. Com isso é possível traçar o perfil da pá, e calcular as velocidades teóricas para posterior comparação com as velocidades obtidas através das resoluções numéricas e calculando o fator de escorregamento, utilizando a equação de Stodola citado por Falcão (2002) para o cálculo deste fator para pás com o ângulo β_2 variando entre 20° e 30°. Foi então escolhido o *design 1* que obteve o fator de escorregamento mais próximo de 1

Palavras-chaves: Rotor; Bomba centrífuga; Fator de Escorregamento; Equação de Stodola.

LISTA DE SIGLAS

RANS – *Reynolds average Navier Stokes*

CFD – Dinâmica dos fluídos computacional

CAD – *Computed aided design*

LISTA DE SÍMBOLOS

b_1 – Largura da pá

β – Ângulo referente a velocidade relativa no triângulo de velocidades

d_{m1} - Diâmetro médio do rotor

d – Diâmetro do eixo

D_n – Diâmetro do Núcleo

E_r – Energia do rotor

ε – Rendimento hidráulico

g – Gravidade

g_i - Gravidade em coordenadas cartesianas

h – Altura

H - Altura

H_e - Altura de elevação

H_u – Altura útil de elevação

k - Energia cinética de turbulência

$k_{v'_1}$ - Fator de velocidade devido a vorticidade

$k_{v_{m1}}$ – Fator de velocidade meridiana

M_d – Momento sobre o eixo do rotor

n_q – Velocidade específica

N – Número de rotações por segundo

n – Rotação por minuto

η – Rendimento total

ω - Taxa de Dissipação da energia de turbulência

P_p – Potência do rotor

P – Potência transmitida ao eixo

Q – Vazão

ρ - Densidade de um fluído

σ – Fator de escorregamento

t - Tempo em segundos

τ_{adm} – Tensão admissível no eixo

v'_1 – Velocidade radial do rotor na entrada

v_{m1} – Velocidade meridiana na boca de entrada do rotor

V_i – Velocidade tangencial do rotor, sendo 1 para entrada e 2 para saída

V_{2t} – Velocidade de transporte na saída

V_{2r} – Componente radial na saída

v -Velocidade relativa para o eixo y

U_i – Velocidade tangencial do rotor, sendo 1 para entrada e 2 para saída

u - Velocidade relativa para o eixo x

μ_t - Viscosidade na turbulência

μ_m – Viscosidade laminar

μ_t – Viscosidade na turbulência

W_i – Velocidade relativa do rotor, sendo 1 para entrada e 2 para saída

w - Velocidade relativa para o eixo z

Z – Número de pás

z – Diferença de número

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Perdas Internas no rotor	7
Figura 2 - Rotor Radial	13
Figura 3 - Triângulo de Velocidades na entrada.....	14
Figura 4 - Deflexão pelo escoamento em um rotor radial	16
Figura 5 - Efeito do Escorregamento em um rotor radial	17
Figura 6 - Processo Global de Simulação Computacional	20
Figura 7 - <i>Grid</i> em Volumes de Controle comparado ao método de elementos finitos	24
Figura 8 - Exemplo de malha estruturada.....	25
Figura 9 - Malhas estruturadas do tipo-H, O e C respectivamente.....	26
Figura 10 - Malha estruturada por bloco com total de 3 blocos	26
Figura 11 - Malha estruturada por bloco em um perfil de asa	26
Figura 12 - Malhas estruturadas por blocos sobrepostas	27
Figura 13 - Malha nao-estruturada em 2D	27
Figura 14 - Domínio e condições de fronteira	32
Figura 15 - Projeção meridiana: <i>Design 1</i> , $\beta_2=20$	33
Figura 16 - Projeção meridiana: <i>Design 2</i> $\beta_2=25$	33
Figura 17 - Projeção meridiana: <i>Design 3</i> , $\beta_2=30$	34
Figura 18 - Teste de Malha	35
Figura 19 - Malha para <i>Design 1</i>	36
Figura 20 - Malha para <i>Design 2</i>	36
Figura 21 - Malha para <i>Design 3</i>	37
Figura 22 - Erro médio das Simulações.....	37
Figura 23 - Curvas de Caudal	38
Figura 24 - Triângulos de velocidades.....	39

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores de Projeto	34
Tabela 2- Velocidades e fatores de escorregamento.....	39

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Valores de c em função da tensão admissível	10
Quadro 2 - Valores do diâmetro médio na entrada das pás	11
Quadro 3 - Valores do Fator de Velocidade	12
Quadro 4 - Fator de velocidade meridiana em função da velocidade específica.....	12
Quadro 5 – Espessura da pá em função do diâmetro da saída	14
Quadro 6 - Parâmetros de Projeto	29

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	4
1.1.	OBJETIVOS GERAIS	5
1.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5
2.	REFERENCIAL TEÓRICO.....	6
2.1.	O PROJETO DE UMA MÁQUINA DE FLUXO	6
2.1.1.	O Rotor	6
2.1.2.	Rendimentos do Rotor	7
2.1.3.	Parâmetros geométricos do rotor	8
2.1.4.	Outras grandezas referentes ao rotor.....	11
2.1.5.	O triângulo de velocidades.....	14
2.1.6.	O ângulo β_2 é o número de pás	15
2.1.7.	O fator de escorregamento	17
2.2.	MODELAGEM COMPUTACIONAL EM DINÂMICA DOS FLUÍDOS COMPUTACIONAL	19
2.2.1.	A utilização do CFD no projeto de Turbomáquinas	20
2.2.2.	<i>Reynolds average Navier Stokes (RANS)</i>	21
2.2.3.	Modelo Shear Stress Transport	22
2.3.	COMPONENTES DA SOLUÇÃO POR MÉTODOS NUMÉRICOS.....	23
2.3.1.	Modelo matemático	23
2.3.2.	Método de discretização.....	23
2.3.3.	Malha Numérica	24

2.3.4.	Códigos de Resolução Numérica	28
3.	METODOLOGIA	29
3.1.	PROJETO DO ROTOR	29
3.2.	GERAÇÃO DA MALHA	30
3.2.1.	<i>Global Size Factor</i>	30
3.2.2.	<i>Factor Ratio</i>	30
3.2.3.	<i>Quality and Mesh Statitics</i>	30
3.3.	MALHA UTILIZADA	31
3.3.1.	Teste de malha.	31
3.4.	ANÁLISE NUMÉRICA	31
3.4.1.	Definição do domínio e das condições de fronteira	31
3.4.2.	<i>Solver</i>	32
3.5.	PÓS-PROCESSAMENTO.....	32
4.	RESULTADOS.....	33
4.1.	ROTORES	33
4.2.	MALHA UTILIZADA	35
4.3.	CURVA CARACTERÍSTICA DE VAZÃO	38
4.4.	FATOR DE ESCORREGAMENTO	38
5.	CONCLUSÃO	40
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	41

1. INTRODUÇÃO

As máquinas de fluxo facilitaram o dia-a-dia da sociedade, alguns processos que antes eram feitos sob trabalho manual foram melhorados com a utilização das mesmas (Ex. utilizar a água pressurizada de uma torneira ou eleva-la até um reservatório superior) e possibilitaram também a produção de energia, através de rodas de vento e mais tarde por turbinas com água como fluido.

Segundo Fox (2007, p.134). “Uma máquina de fluxo é um dispositivo que realiza trabalho sobre um fluido ou extrai trabalho (potência) de um fluído.”. O campo de estudo de turbo máquinas é vasto e extenso, subdivididos por tipos de bombas, aplicações, tipos de escoamento e muitas outras classificações que exigiriam um estudo profundo para total entendimento.

Para Macintyre (2012, p.37) as máquinas hidráulicas podem ser classificadas em três grandes grupos, sendo eles: Máquinas Motrizes, máquinas geratrizes ou operatrizes e máquinas Mistas.

O objeto de estudo deste trabalho se classifica como uma turbo máquina geratriz, mas especificamente uma bomba dinâmica, que pode ser analisada segundo a trajetória do fluido após a passagem pelo rotor, no caso do presente trabalho, uma bomba centrífuga de trajetória radial.

A seleção e o dimensionamento de uma bomba são importantes para atender com maior eficiência a finalidade em que será utilizada (seja para transporte de água em irrigação, petróleo ou qualquer outra utilização na indústria ou de uso pessoal). Para isso existem as variáveis iniciais de projeto que devem ser levadas em consideração, tais como altura de elevação, potência motriz, velocidade do rotor e vazão requerida.

O projeto de bombas ainda tem muito caráter experimental, devido ao fato que soluções analíticas são difíceis dentro das mecânicas dos fluidos. Para projeto e estudo do desempenho dessas mesmas bombas utilizam-se como base, fórmulas, relações de projeto e cartas gráficas introduzidas dentro da literatura de turbo máquinas. Com isso em vista, fazer uso da computação fluidodinâmica nos possibilita análises de resultados que não são possíveis fazer analiticamente, além da possibilidade de ilustrar graficamente escoamentos, gradientes de

pressão, obtenções de diferentes curvas e analisar a influência de parâmetros geométricos no desempenho de uma bomba.

Outro parâmetro descrito por Stodola (1927) denominado por fator de escorregamento caracteriza a influência da forma do perfil e do número de pás na relação do ângulo de saída do rotor β'_2 e do ângulo da velocidade relativa de escoamento β_2

A proposta do seguinte trabalho é analisar numericamente a influência de parâmetros geométricos de escolha do projetista para a análise do fator de escorregamento da bomba centrífuga utilizando a plataforma *Workbench* através Vista CPD, *Blade Gen* e *Turbogrid* e realizar as simulações numéricas através do código *Ansys CFX* © para obtenções da curvas característica de eficiência.

1.1. OBJETIVOS GERAIS

Escolher a melhor configuração de rotor que tenha menor fator de escorregamento baseado nas análises numéricas feitas através da dinâmica dos fluídos computacional, mudando as configurações e número de pás para a mesma solicitação de projeto utilizando a plataforma *Workbench* através Vista CPD©, *Blade Gen*© e *Turbogrid*© e realizar as simulações numéricas através do código *Ansys CFX* © para obtenções do fator de escorregamento dos rotores propostos.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Selecionar 3 rotores para a mesma solicitação de projeto diferenciando apenas o ângulo de saída β_2 e analisa-los numericamente.
- Selecionar a malha mais adequada para análise.
- Calcular o fator de escorregamento segundo a equação de Stodola.
- Escolher o melhor rotor baseado no melhor fator de escorregamento.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Ao longo dos anos, os projetos de turbo máquinas tiveram significativa evolução. Essa evolução se tornou ainda maior com o surgimento da dinâmica dos fluídos computacional, pois tornou possível a resolução de modelos matemático de forma numérica que até então não são possíveis analiticamente.

Segundo Maliska (2004) é cada vez mais fácil fazer o uso de técnicas numéricas em meio acadêmico e a evolução tecnológica tornou viável o uso de simulação computacional na resolução de problemas de engenharia.

Para isso deve-se definir o projeto da máquina de fluxo adequadamente e definir as condições a serem aplicadas posteriormente. Todos estes parâmetros serão abordados nos tópicos a seguir:

2.1. O PROJETO DE UMA MÁQUINA DE FLUXO

Inicialmente, quando se trata de um projeto de uma máquina de fluxo, alguns parâmetros iniciais devem ser levados em conta, principalmente no projeto do rotor, pois de acordo com Macintyre (2012) o rotor é o órgão mais importante da bomba, pois é ele quem fornece energia ao fluído.

2.1.1. O Rotor

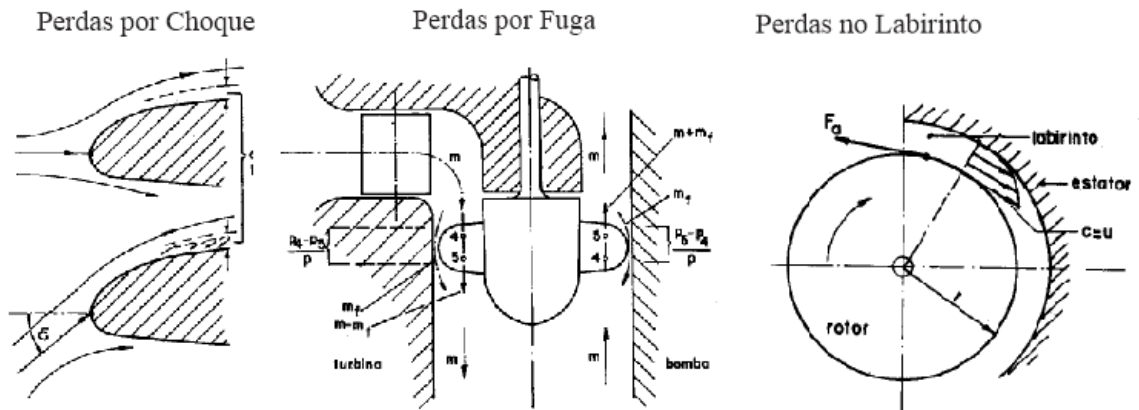
O rotor é projetado segundo os parâmetros iniciais de altura H e vazão Q , seguido de outros dados como temperatura, fluido a ser transportado e etc. Segundo SOUZA (1969) o tipo de rotor é escolhido pela velocidade específica n_q a altura de elevação H_e e a vazão do fluido Q . Estes fatores devem ser levados em conta por conta das solicitações ao qual o rotor será submetido. Essas solicitações são enfatizadas por Pfleiderer (1979)

As pás sofrem solicitação das forças centrífugas e da pressão do fluxo[...]. A solicitação pela pressão é tanto maior quanto mais elevada for a rotação específica. A posição de solicitação máxima fica no engaste da pá. (PFLEIDERER, 1979, p.108)

O projeto do rotor tem que ser adequado para fornecer a energia necessária para a altura e vazão de projeto sobre uma quantidade n de rotações. Segundo Macintyre (2004) quanto maior o número de rotação menor as dimensões do rotor e da bomba. No entanto isso conduz a um desgaste mais elevado dos componentes mecânicos.

Para um determinado rotor projetado, deve-se levar em conta a existência de processos irreversíveis onde ocorrem perdas e faz-se com que a energia teórica não seja igual à energia entregue no escoamento (SOUZA,1969). Essas perdas se devem a atritos de superfície, fugas de fluido e choques com o labirinto e ocorrem como ilustrado na figura 1 a seguir:

Figura 1 - Perdas Internas no rotor



Fonte: Adaptado de SOUZA (1969)

2.1.2. Rendimentos do Rotor

Os rendimentos analisados em uma bomba relacionam em geral a razão da energia teórica pela energia cedida da bomba. Para que a bomba funcione deve ser entregue a mesma quantidade de energia para que esta realize trabalho e o rendimento geral vai depender de quanto essa energia é aproveitada no sistema, para essa análise existem diversos parâmetros de rendimento da bomba e serão explanados posteriormente.

Suponhamos que seja entregue uma potência P_1 que tenha aproveitamento em um valor P_2 , isso quer dizer que uma potência foi consumida ao vencer as perdas existentes no rotor. Essa potência consumida chamada de P_p é ilustrada na equação 1:

$$P_1 = P_2 + P_p \quad (1)$$

Onde, segundo SOUZA (1969) o P_p vai ser o termo que soma todas as perdas advinda do rotor e o rendimento seria a razão entre P_2 e P_1 .

2.1.2.1. Rendimento Hidráulico

O rendimento hidráulico se dá pela relação entre a altura útil que é a altura levando em contas as perdas e a altura de elevação que é o valor de projeto, segundo Macintyre (2012) esse rendimento varia entre 0,85 e 0,88 e é dada pela equação 2:

$$\varepsilon = \frac{H_u}{H_e} \quad (2)$$

Onde:

H_u - Altura útil

H_e - Altura de Elevação

2.1.2.2. Rendimento total

O rendimento total é a relação entre a potência útil que leva em conta a dissipação e a potência motriz que é fornecida pelo rotor, pode ser também definido em termos de altura, descrito pela equação a seguir:

$$\eta = \frac{H_u}{H_m} \quad (3)$$

Onde:

H_u - Altura útil

H_m - Altura Manométrica (mensurada através de um manômetro)

Segundo Macintyre (2012) a estimativa é de 60% para bombas médias e 75% para bombas de médio porte.

2.1.3. Parâmetros geométricos do rotor

Os parâmetros geométricos da bomba devem ser muito bem escolhidos, pois deles vão depender vários outros fatores, como velocidades e os ângulos de escoamento.

2.1.3.1. Diâmetro do eixo

Segundo Pfleiderer (1979) a determinação preliminar do diâmetro do eixo é feito utilizando uma tensão admissível como base, considerando um eixo balanceado, Essa solicitação deve ser estimada na operação de fluxo máximo da máquina. A equação para o diâmetro do eixo é obtido pelo momento que o eixo deve transmitir e da tensão de torção admissível de acordo com equação 4.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{M_d}{\tau_{adm}}} \quad (4)$$

Onde:

M_d – Momento transmitido pelo eixo

τ_{adm} - Tensão admissível do material do eixo

O valor da τ_{adm} segundo Pfleiderer (1979) varia entre 200 kgf /cm²e 400 kgf/cm²

Se dissermos que M_d é aproximadamente a potência dividida pela rotação, chegamos na expressão apresentada por Macintyre (2012) na equação 5.

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (5)$$

Onde:

P – Potência transmitida ao eixo

n- Rotação em rpm

O número 12 que multiplica os termos dentro do radical é uma constante c apresentada por Pfleiderer (1979) que pode variar entre 11 e 14. Esses valores de c podem variar de acordo com a τ_{adm} de projeto, como apresentado no Quadro 1 a seguir:

Quadro 1 - Valores de c em função da tensão admissível

$\tau_{adm}(\text{kgf/cm}^2)$	100	150	200	300	400
C	17,1	14,9	13,6	11,8	10,8

Fonte: Adaptado de Pfeleiderer (1979)

2.1.3.2. Diâmetro do núcleo

Segundo Macintyre (2012) o diâmetro do núcleo é utilizado para fazer o encaixe do rotor no eixo e pode ser de 10 mm a 30 mm maior do que o diâmetro do eixo, segundo a equação 6

$$Dn = d + 2x(5 \text{ a } 15 \text{ mm}) \quad (6)$$

Onde:

Dn – Diâmetro do Núcleo

d- Diâmetro do eixo

2.1.3.3. Diâmetro da boca de entrada do rotor

O diâmetro da boca de entrada do rotor d_1 está em função do diâmetro do núcleo e da vazão, bem como da velocidade média na boca de entrada v'_1 do rotor, dado pela equação 7 a seguir abordada por Macintyre (2012)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v'_1} + d_n^2} \quad (7)$$

2.1.3.4. Diâmetro da boca de saída do rotor

O diâmetro de saída d_2 é deduzido através da relação para a velocidade de transporte U_2 que é a velocidade tangencial a velocidade de rotação onde já se é conhecido os valores de vazão e da rotação n da bomba, através da equação 8:

$$d_2 = \frac{60U_2}{\pi n} \quad (8)$$

2.1.3.5. Diâmetro médio d_{m1} da superfície de revolução

Segundo Macintyre (2012) dependendo do tipo de bomba (lenta, normal ou rápida) tem-se uma diferença de diâmetro entre a frente do rotor (*hub*) e a traseira (*shroud*) representado pelo tipo de bomba no Quadro 2 a seguir:

Quadro 2 - Valores do diâmetro médio na entrada das pás

Valores de d_{m1}	
Bombas Lentas	$1d_1$ e $1,1d_1$
Bombas Normais	$0,90d_1$ a $0,95d_1$
Bombas Rápidas	$0,80 d_1$ a $0,90d_1$

Fonte: Adaptado de Macintyre (2012)

2.1.4. Outras grandezas referentes ao rotor

É necessário calcular-se outras grandezas para que haja a melhor definição do rotor a ser utilizado, dentre essas grandezas estão os ângulos α que é o ângulo da velocidade de transporte e a velocidade absoluta e β que é o ângulo entre a velocidade relativa e a de transporte na entrada e na saída e as velocidades que compõem o triângulo de velocidades da bomba. Estes dados são necessários para definir número de pás do rotor e larguras das pás por exemplo.

2.1.4.1. Velocidade média na boca de entrada v'_1

Para a velocidade média do rotor, Macintyre (2012) usa uma equação em função da gravidade e da altura com um fator de velocidade que segundo Pfleiderer (1979) corresponde a vorticidade na entrada do rotor segundo. Temos que a velocidade média do rotor é dada na equação 9.

$$v'_1 = k_{v'_1} \sqrt{2gH} \quad (9)$$

Onde, $k_{v'_1}$ é o fator de velocidade, devido a vorticidade que ocorre na entrada do rotor e é dado pelo Quadro 3 a seguir:

Quadro 3 - Valores do Fator de Velocidade

n_q	$k_{v'_1}$
$n_q < 10$	0,09 a 0,1
$10 < n_q < 20$	0,11 a 0,13
$20 < n_q < 30$	0,13 a 0,16
$30 < n_q < 40$	0,17 a 0,18

Fonte: Adaptado de Macintyre (2012)

g – Aceleração da gravidade

H – Altura de Elevação da bomba

2.1.4.2. Velocidade meridiana

A velocidade meridiana depende da área do rotor e de v'_1 para um número de pás sem supor a espessura da pá, neste caso pode se considerar como v_{m1} sendo igual a v'_1 , mas na realidade tem se uma variação quando a espessura da pá é considerada. Para essa consideração pode-se utilizar o valor de uma constante chama k_{vm1} dado pela velocidade específica n_q , mostrado no Quadro 4 a seguir e aplicando na equação (10).

Quadro 4 - Fator de velocidade meridiana em função da velocidade específica

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

Fonte: Adaptado de Macintyre (2012)

$$v_{m1} = k_{v_{m1}} \sqrt{2gH} \quad (10)$$

2.1.4.3. Largura do bordo de entrada da pá

Segundo Pfleiderer (1979) o diâmetro médio fica situado na ponta da pá e pode ser toum pouco maior que o diâmetro da boca de entrada. Pela equação da continuidade obtém-se a equação 11 para a largura do bordo de entrada para as pás fixas.

$$b_1 = \frac{Q}{\pi d_{m1} v_{m1}} \quad (11)$$

Onde:

Q – É a vazão mássica da bomba

d_{m1} - Diâmetro médio do rotor

v_{m1} – Velocidade meridiana na boca de entrada do rotor

Na figura 2 a seguir o diâmetro d_{m1} é representado por D_1 e d_1 é apresentado por D_s .

Figura 2 - Rotor Radial

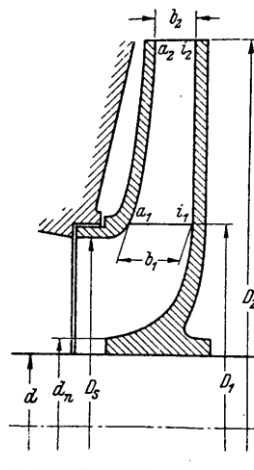


Fig. 4.3. Rotor radial lento

Fonte: Pfleiderer (1979) p.112

2.1.4.4. Espessura da pá

Macintyre (2012) recomenda que a espessura da pá na entrada, dependendo do material pode ser dado por:

Quadro 5 – Espessura da pá em função do diâmetro da saída

d_2	Espessura
$d_2 < 30 \text{ cm}$	3mm a 4mm
$30 < d_2 < 50$	5mm a 7 mm

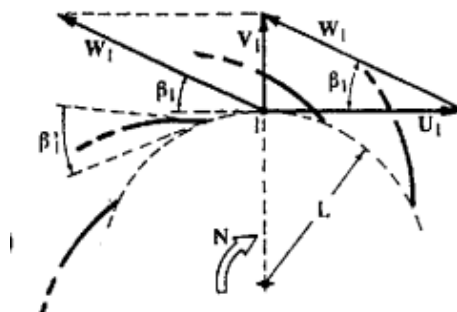
Fonte: Adaptado de Macintyre (2012)

2.1.5. O triângulo de velocidades

Se levarmos em conta as variações de energia entre a entrada e saída e a troca de energia entre o fluido e rotor pode-se escrever as variações de entrada de energia segundo a equação a seguir:

$$E_r = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_B - z_a) \quad (12)$$

Segundo Falcão (2004), podemos admitir para a maioria dos casos, a componente tangencial do rotor como nula devido a pequena variação da velocidade absoluta e da velocidade meridiana na entrada, este triângulo de velocidades está representado na Figura 3.

Figura 3 - Triângulo de Velocidades na entrada

Fonte: Adaptado de Falcão (2004)

Podemos encontra V_1 através da equação 13 a seguir:

$$V_1 = \frac{Q}{\rho d_1 b_1} \quad (13)$$

Onde:

Q – É a vazão do fluído no rotor

ρ - É a densidade do fluído

d_1 – O diâmetro na boca de entrada

b_1 – A largura da pá na entrada

Segundo Falcão (2004) pode-se representar o ângulo da componente relativa W_1 do triângulo se levarmos em consideração que a velocidade é tangente a superfície cônica, onde o triângulo de velocidades é representado sem deformação.

Com essa sentença, Falcão coloca uma equação baseada na trigonometria, ou seja, o ângulo β_1 é representado pela equação a seguir:

$$\beta_1 = \frac{V_1}{U_1} \quad (14)$$

Como U_1 é dado $U_2 = \frac{Nd_1}{2}$ onde, N é o número de rotações em rad/s, d_1 é o diâmetro da boca de entrada, usando a equação 15, podemos admitir:

$$\beta_1 = \frac{2Q}{\rho \pi N d_1^2 b_1} \quad (15)$$

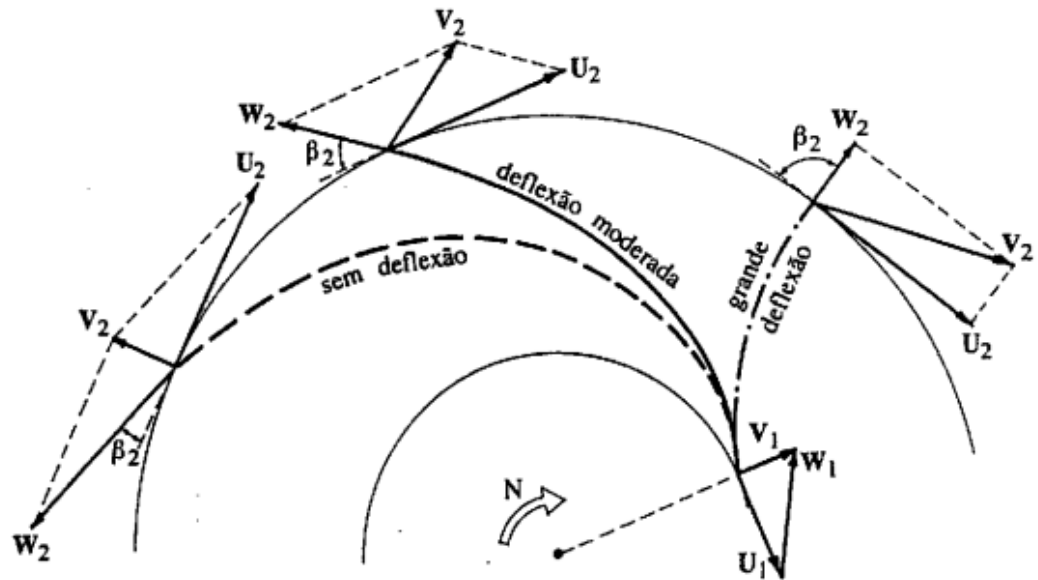
N é o número de rotações em rad/s.

2.1.6. O ângulo β_2 é o número de pás

Segundo Pfleiderer (1979), o ângulo de saída referente a velocidade relativa W_2 é influenciado pela forma da pá. A intensidade deste último tem a ver com a deflexão causada pelo escoamento sobre a pá, Falcão (2004) afirma que um observador num ponto veria as linhas de corrente em forma de espiral definido em cada ponto pelo vetor W_1 . Quanto mais o perfil da pá se afastar dessa linha, maior a deflexão do escoamento, a deflexão é tanto maior quanto for maior o ângulo β_2

Podemos ver isso ilustrado na Figura 4 a seguir:

Figura 4 - Deflexão pelo o escoamento em um rotor radial



Fonte: Falcão (2004) p.73

Através de relações trigonométricas, pode-se calcular todas as demais grandezas do rotor, tanto na saída como na entrada e as características de funcionamento do mesmo.

Segundo Falcão (2004) para bombas radiais adota-se um valor de deflexão moderada entre 20° e 30°, sendo o número de pás variando de 6 a 8.

Já para o número de pás, tem se duas regras citadas por Macintyre (2012), onde ela aborda a metodologia proposta por Stepanoff e por Pfleiderer (1979), essas definições são mostradas pelas equações a seguir:

Pfleiderer:

$$Z = \frac{8 * tg\beta_2 * H}{3 * \left[\left(\frac{d_2}{d_{m1}} \right)^2 - 1 \right]} \quad (16)$$

Stepanoff

$$Z = \frac{\text{Valor de } \beta_2 \text{ em graus}}{3} \quad (17)$$

Onde:

Z – É o número de pás

β_2 – É o valor do ângulo da velocidade relativa W_2

Se a Equação 17 for escolhida para representar o número de pás, deve-se então escolher β_2 entre os valores propostos por Falcão (2004), expostos anteriormente por Macintyre (2012).

2.1.7. O fator de escorregamento

No real, tem-se que o valor do ângulo relativo a velocidade W_2 no escoamento difere do ângulo real a quem chamamos de β'_2 . Quanto maior o número de pás, o escoamento será conduzido com menor número de perdas. A diferença entre β_2 e β'_2 denomina-se fator de escorregamento ou *slip factor*, segundo Falcão (2004) p.72. “O efeito de escorregamento nada tem a ver com o atrito (ou falta de atrito) e pode, com boa aproximação, ser modelado pela teoria de fluido perfeito”. O efeito de escorregamento é tanto menor quanto maior for o número de pás.

O fator do escorregamento é dado pela componente tangencial teórica da velocidade absoluta e a componente tangencial da velocidade absoluta real, da pela relação na Equação 18 a seguir e é ilustrado graficamente pela Figura 5.

$$\sigma = \frac{V_{2t}}{V'_{2t}} \quad (18)$$

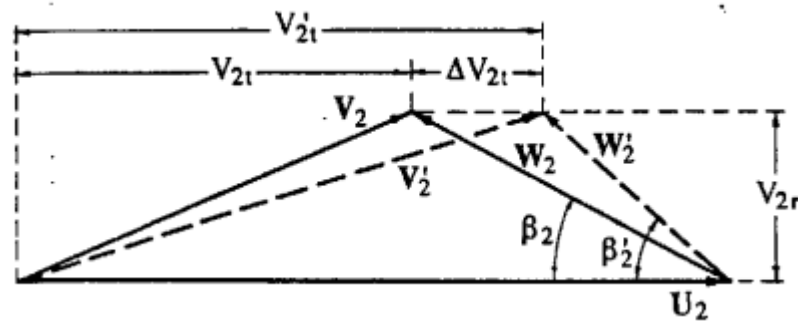
Onde:

σ – É o fator de Escorregamento

V_{2t} – É a componente tangencial teórica

V'_{2t} – É a componente tangencial real

Figura 5 - Efeito do Escorregamento em um rotor radial



Fonte: Falcão (2004)

Como o valor do efeito de escorregamento tem muita influência do número de pás, as literaturas trazem relações experimentais para se calcular o fator de escorregamento, mostrando em geral a sua interdependência com o número de pás do rotor relacionando a energia com as velocidades existentes no rotor. Falcão (2004) apresenta dois métodos, os de Stanitz e o de Stodola.

O presente trabalho, utiliza exclusivamente com a relação de Stodola apresentada na equação 19

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \sin \beta'_2}{Z \left[1 - \frac{V_{2r}}{U_2} \cot \beta'_2 \right]} \quad (19)$$

Onde:

β'_2 – Ângulo de Saída real

Z – Número de pás

V_{2r} – Componente radial na saída

U_2 – Velocidade de transporte na saída

A equação de Stodola foi escolhida pois aplica-se de preferência para valores de β'_2 variando de 20° a 30° e que segundo Falcão (2004) são valores frequentemente aplicado a bombas.

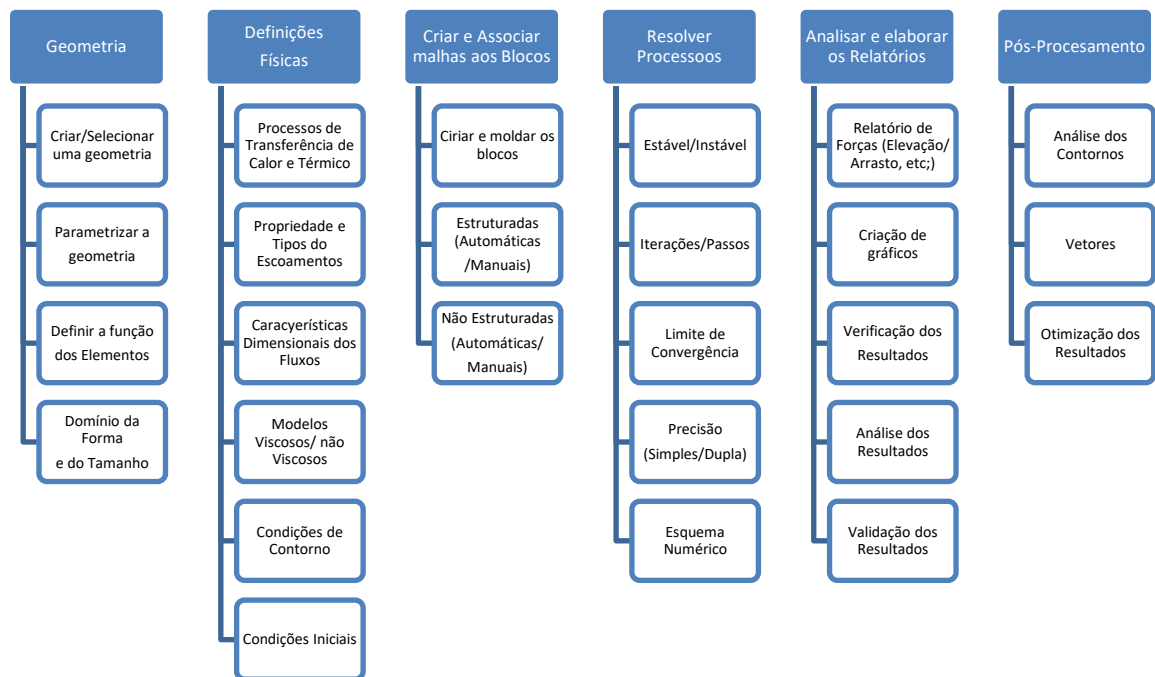
2.2. MODELAGEM COMPUTACIONAL EM DINÂMICA DOS FLUÍDOS COMPUTACIONAL

A Dinâmica dos Fluídos Computacional do inglês CFD tem trazido solução prática para muitos problemas de engenharia. Segundo Souza (2011) p.93 "[...] Os modelos matemáticos são estabelecidos com base nas equações diferenciais parciais de conservação da quantidade de movimento, da massa e da energia".

Na natureza a maioria dos escoamentos é turbulenta com uma complexidade matemática que não pode ser resolvido analiticamente e são representadas particularmente pelas equações de *Navier Stokes*¹. Como equações diferenciais parciais, estas devem ser submetidas a condições de contorno e de fronteira e para análise desse modelo matemático faz-se uso dos métodos numéricos.

No processo global da simulação computacional são utilizados elementos representados na Figura 6 bem como modelos estatísticos para representar os fenômenos caóticos da turbulência, denominados modelos de turbulência.

¹ As equações de *Navier Stokes*, são um teorema que representa a quantidade de movimento de qualquer fluido

Figura 6 - Processo Global de Simulação Computacional

Fonte: Adaptado de Souza (2011)

Deve-se inicialmente definir a geometria, definir o método de discretização, definir modelo físico, criar a malha numérica que define os pontos a serem analisados, definir os parâmetros da análise e definir condições de contorno, por ultimo faz-se o pós processamento e a análise dos resultados.

2.2.1. A utilização do CFD no projeto de Turbomáquinas

A utilização do CFD no projeto de turbomáquinas possibilitou a atuação de um número maior de pessoas na elaboração de projeto. O que antes era um número restrito de especialistas, fabricando modelos e os testando em laboratórios agora está acessível com a validação de modelos numéricos.

Segundo Souza (2011) é possível construir um protótipo virtual do sistema aplicando o maior número de condições reais possíveis, analisando seu comportamento perante essas condições.

Maliska (2004) também enfatiza a importância da CFD para a engenharia:

O escoamento de fluidos com ou sem transferência de calor está envolvido praticamente em todos os processos de produção de energia, nos fenômenos

ambientais, nos equipamentos térmicos, na engenharia aeronáutica e aeroespacial, na engenharia de reatores, na bioengenharia etc. A simulação numérica desses escoamentos desempenha um papel fundamental para o entendimento e a quantificação do fenômeno. Atualmente, as indústrias já utilizam o computador em larga escala, inclusive revolucionando o projeto em detalhes que não seriam possíveis com o uso de túnel de vento apenas, já que a simulação numérica permite executar muitas experiências rapidamente. (MALISKA, 2004, p.8)

Nos tópicos a seguir, serão explicados fatores importantes na construção do modelo numérico de simulação.

2.2.2. *Reynolds average Navier Stokes (RANS)*

Um fluido com a taxa de deformação por cisalhamento diretamente proporcional a tensão viscosa é considerado um fluido newtoniano (obedece a lei de Hooke) e para escoamento newtoniano, unidimensional e laminar, a tensão de cisalhamento é proporcional à taxa de deformação angular: $\tau_{xy} = \mu du/dy$. Porém, para um escoamento tridimensional a situação é mais complexa, necessitam-se de equações mais completas, onde as tensões podem ser expressas em termos de gradiente de velocidade e de propriedades dos fluidos. Essas equações são chamadas de equações de *Navier Stokes* e é provavelmente o conjunto de equações mais famoso da mecânica dos fluidos.

A obtenção das equações de *Navier Stokes* se dá através da aplicação da segunda lei de Newton a um elemento de fluido em um escoamento, considerando-se as todas as forças atuantes sobre o elemento de fluido newtoniano.

Se considerarmos esse fluido como compressível, newtoniano e estacionário, pode-se fazer uma aproximação pela média temporal através do método proposto por *Osborne Reynolds* que consiste em decompor *Reynolds* aplicando a *Navier Stokes*. Segundo Maliska (2004) Com esse conceito pode-se escrever a conservação da massa em notação de tensor mostrada na equação 20

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (20)$$

Onde:

ρ – A massa específica dos fluidos

u – Velocidade escrita em notação de tensor

t – Tempo em segundos

Quando temos um fluido incompressível e utilizamos a aproximação por RANS surge um termo relacionado a difusividade laminar e na turbulência e a equação 20 se torna:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_i)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + A \quad (21)$$

Onde:

$$A = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_m + \mu_v) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (22.1)$$

O RANS utiliza-se das aproximações das velocidades u_i e u_j e termos de notação tensorial ao longo das coordenadas x_j e x_i , levando em conta a viscosidade difusiva laminar e turbulenta, respectivamente μ_m e μ_v .

2.2.3. Modelo Shear Stress Transport

O modelo *Shear Stress Transport (SST)* se baseia no modelo de equações $k-\omega$, pois o modelo $kappa$ ω apresenta deficiências em relação a sensibilidade a corrente livre (SOUZA, 2011). Este modelo envolve a transformação da equação de transporte em duas equações baseadas no $k-\omega$ com um tratamento de parede para baixos números de *Reynolds*. Segundo Sousa (2011) esse modelo é altamente recomendado para situações em que a camada limite tenha elevada influência. Segundo Bardina et. Al (1997) citado por Souza (2011) o modelo SST obteve os melhores resultados entre modelos de turbulência testados em suas simulações.

Nesse modelo, a viscosidade de turbulência μ_t é determinada resolvendo duas equações de transporte que descrevem a energia cinética de turbulência k , como mostrado pela equação a seguir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial y}{\partial x_i}(\rho k u_i) \quad (22)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial y}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) \quad (24)$$

Onde k está relacionado com a energia cinética de turbulência e ω com a difusão da mesma na turbulência.

2.3. COMPONENTES DA SOLUÇÃO POR MÉTODOS NUMÉRICOS

Antes de escolher o método numérico a ser utilizado precisamos escolher alguns fatores para que a solução matemática tenha também validação física, pois não é viável utilizar um método que dê como resultado inúmeras soluções não nos diz nada fisicamente em relação a situação em estudo.

2.3.1. Modelo matemático

O modelo matemático é o ponto inicial a se escolher que poderá ser um conjunto de equações diferenciais, diferencial-integral e condições de contorno que gerará a expressão a ser utilizada no cálculo. O modelo escolhido deve conter simplificações das leis de conservação exatas

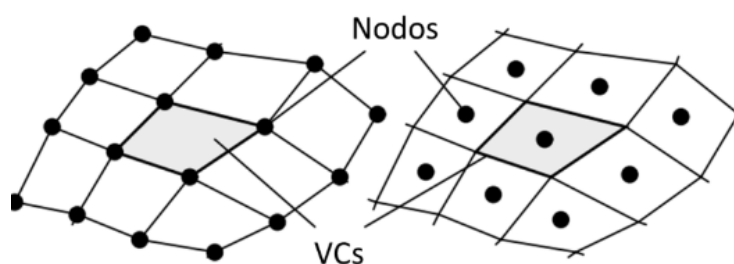
2.3.2. Método de discretização

Após selecionar o modelo matemático escolhe-se um método de discretização. Um método para aproximar equações diferenciais através de sistemas de equações algébricas para as variáveis em um conjunto de pontos discretos no espaço e no tempo. Existem vários métodos, porém há alguns mais importantes e conhecidos, sendo estes: diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos. Ferziger (2012) indica que o erro máximo entre o resultado obtido por meio da discretização e o valor de referência não deve ser maior do que 12%.

2.3.2.1. O método dos volumes finitos

O método dos volumes finitos decompõe o domínio em elementos diferenciais de volume de controle em integrais que são deduzidas numericamente. Nos vértices das geometrias que compõem o diferencial de volume, estão os pontos a serem calculados. Segundo ESSS (2017), as equações são descritas em forma de integral para cada volume e utiliza-se o teorema de convergência de *Gauss* para converter as integrais em fatores de divergências e gradientes em integrais de superfícies. A discretização é ilustrada na Figura 7 a seguir:

Figura 7 - Grid em Volumes de Controle comparado ao método de elementos finitos



Fonte: ESSS (2017)

O método dos volumes finitos é utilizado pois o método dos elementos finitos quando em situações que envolve modelos de turbulência geram equações de 8 ou mais graus de liberdade, podendo gerar instabilidade nos resultados.

Os elementos que podem ser utilizados na malha tridimensional podem variar de elementos prismáticos, hexaédricos, tetraedro e de pirâmide. Maliska (2004) citado por Souza (2011) enfatiza que mesmo que os elementos tetraédricos sejam mais versáteis, esse tipo de elemento gera maior dificuldade quando em problemas que envolvam camada limite, é ideal que se utilize elemento tetraédrico para melhorar a convergência em regiões de camada limite. Em geral, a literatura recomenda que se faça uso de malhas estruturadas nos domínios para a análise de bombas e turbinas.

2.3.3. Malha Numérica

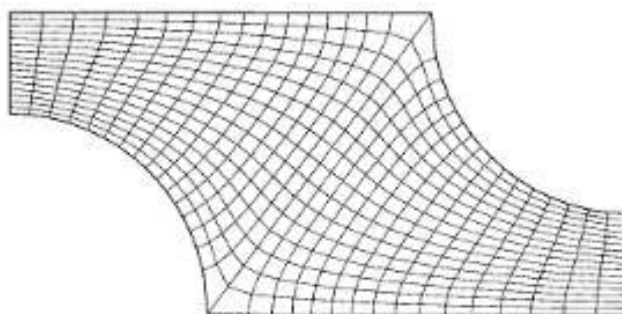
O domínio discreto e as variáveis a serem calculadas são encontrados na malha numérica que é nada mais que uma reprodução geométrica do domínio discreto a ser estudado. As malhas são divididas em alguns grupos que serão citados a seguir:

2.3.3.1. Malha estruturada regular

Neste tipo de malha, os membros são dispostos em famílias de linhas, onde os membros de determinada família não se cruzam e atravessam membros de outras famílias apenas uma vez. “[...]Isto permite que as linhas de um conjunto possam ser numeradas consecutivamente. [...]” (GONÇALVES, 2007, p.21).

A posição de qualquer ponto da malha é numerada dentro do domínio em valores de coordenadas sejam 2D ou 3D. Esta é uma das estruturas mais simples já que tem a lógica semelhante a malha cartesiana ortogonal. Um exemplo de malha estruturada é apresentada na figura 8.

Figura 8 - Exemplo de malha estruturada

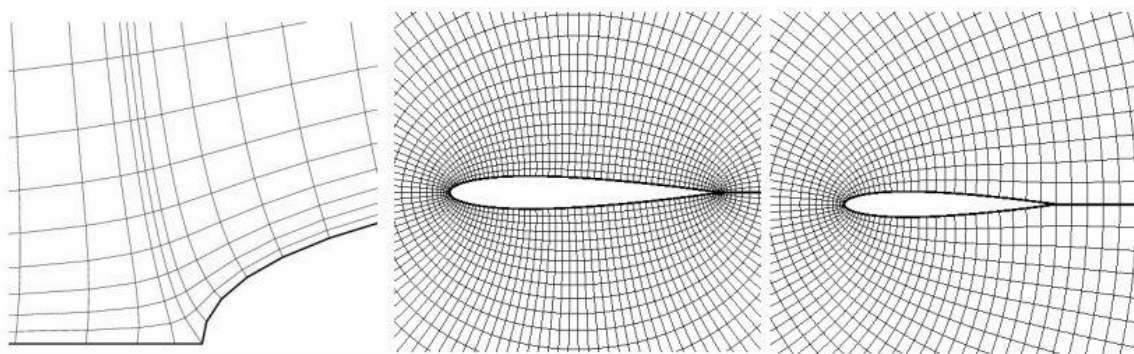


Fonte: Gonçalves (2007)

A conexão entre os pontos vizinhos facilita a programação e a matriz do sistema de equações algébricas apresentará uma estrutura regular, onde podem ser desenvolvidas técnicas de resolução adequadas. As desvantagens desse tipo de malha é que só pode ser aplicada em domínio de geometria com média complexidade e também o problema com a distribuição dos pontos na malha, já que se concentra em alguma região da malha, devido a precisão dos cálculos, implica em um menor espaçamento em outras regiões no domínio. Este problema se torna mais evidente quando se tratam de geometrias em 3D.

As malhas estruturadas se dividem em três tipos: H, O, C. Recebem estas derivações devido a forma das linhas da malha apresentadas na figura 9.

Figura 9 - Malhas estruturadas do tipo-H, O e C respectivamente



Fonte: Gonçalves (2007)

2.3.3.2. Malha estruturada por blocos

Foi desenvolvida com intuito de contornar algumas limitações associadas às malhas estruturadas regulares. Neste tipo de malha existem subdivisões do domínio de solução. Com elas se tem maior flexibilidade e se faz necessário tratamento especial na base do bloco, podem não se corresponder, sendo irregulares ou mesmo se sobrepondo. Tipos de malha por blocos podem ser visualizadas nas figuras 10 e 11.

Figura 10 - Malha estruturada por bloco com total de 3 blocos

Fonte: Ferziger (2002) p.28

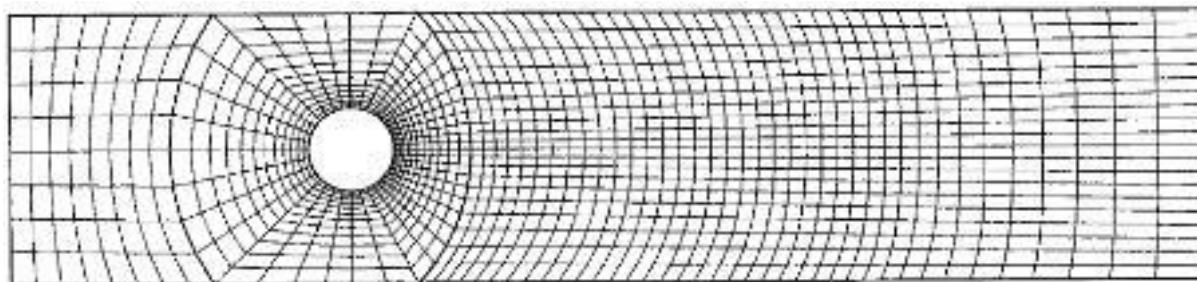
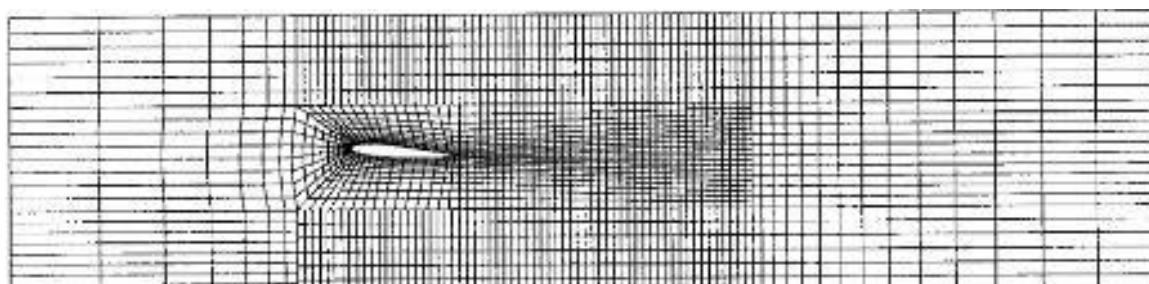


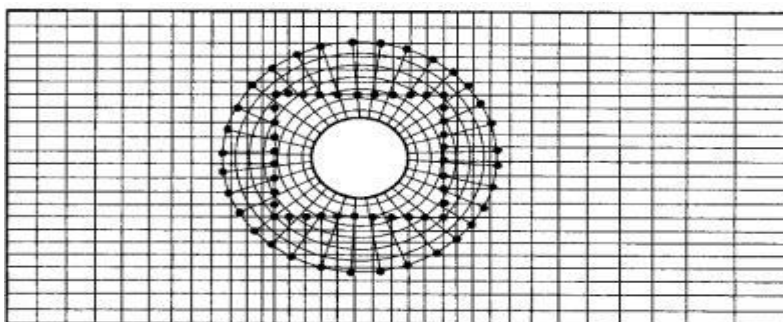
Figura 11 - Malha estruturada por bloco em um perfil de asa



Fonte: Ferziger (2002) p.28

A Figura 12 ilustra a flexibilidade da malha estruturada por blocos em relação a malha estruturada regular, pois permite a criação de malhas mais finas em pontos que se exijam mais precisão. Existem também malhas estruturadas que podem ser estruturadas sobrepondo umas a outras, ilustrada na figura a seguir:

Figura 12 - Malhas estruturadas por blocos sobrepostas



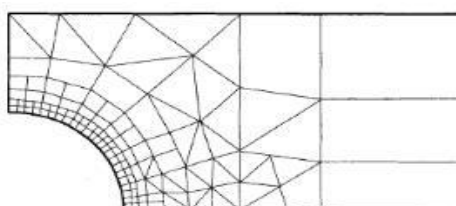
Fonte: Ferziger, (2002) p.29

2.3.3.3. Malha não estrutural

É utilizada para geometria muito complexas e dentre todos os tipos é o que é mais flexível. Podem ser utilizadas em qualquer método discreto, no entanto, se adaptam melhor aos métodos dos volumes finitos e ao método dos elementos finitos.

Os elementos ou volumes podem ter qualquer forma e não há restrições no número de elementos vizinho ou vértices. Contudo, a vantagem da flexibilidade é compensada com a irregularidade dos dados e aumento da complexidade e formulação. Os algoritmos que resolverão o sistema de equação serão mais lentos do que com malhas estruturadas, porém os códigos serão mais flexíveis e não precisam ser alterados quando a malha for localmente refinada. Uma malha não estruturada é mostrada na figura 13.

Figura 13 - Malha nao-estruturada em 2D



Fonte: Ferziger (2002) p.30

2.3.4. Códigos de Resolução Numérica

Existem diversos códigos de simulação numérica, dentre eles se destacam o pacote ICEM CFD que traz consigo códigos como *Fluent*® e CFX®. O Ansys CFX® possui uma diversa gama de modelos físicos, segundo Sousa (2011) o CFX® é altamente paralelizado e consegue capturar qualquer fenômeno relativo ao fluxo de fluídos. O CFX® se torna viável para análise de bombas centrífugas devido ao auxílio de um módulo dentro do mesmo especializado para a análise de máquinas de fluxo e geração de malha do mesmo.

3. METODOLOGIA

A metodologia explica a seleção do rotor e o dimensionamento das grandezas do mesmo, baseados na mudança do ângulo de saída da velocidade relativa, bem como o desenvolvimento e análise numérica do rotor.

3.1. PROJETO DO ROTOR

Foram selecionados três rotores segundo a teoria abordada por Macintyre (2012) e Pfleiderer (1979) variando entre eles apenas o ângulo β_2 da pá do rotor.

Os parâmetros geométricos calculados foram utilizados como *inputs* para a geração do modelo numérico em CAD através do *software* Vista CPD[®]. Este mesmo *software* gera curvas que servirão posteriormente para a geração da malha numérica com auxílio de outro *plugin* pertencente a plataforma *ANSYS Workbench*[®].

Os parâmetros de projeto foram calculados e utilizados na geração da CAD, tais parâmetros são descritos no Quadro 6.

Quadro 6 - Parâmetros de Projeto

Projeto 1	
Parâmetros Fixos	
Velocidade de Rotação	1450 rpm
Vazão	146 m ³ /h
Densidade	998 kg/m ³
Altura de Elevação	36 m
α_1	90°
Taxa de velocidade meridiana	1,1
Eficiências	
Hidráulica	0,874
Volumetrica	0,97
Mecânica	0,948
Bomba	0,804
Outros parâmetros	
Fator para o diâmetro do eixo	1,1
Dn/De	1,5
β_1	20

Fonte: Autoria Própria

Os valores iniciais foram retirados de uma proposta de projeto abordada por Macintyre (2012) e modificados de acordo com a situação, estabelecendo valores de eficiências, vazão e altura de projeto.

A partir dos dados descrito no Quadro 06, foram geradas as projeções meridianas de cada rotor juntamente com um arquivo de despejo para o algoritmo utilizado para construção da malha.

Para cada rotor, à medida que β_2 foi aumentando, diminuiu-se respectivamente o valor da largura da pá na saída., resultando em modelos que atendiam a mesma solicitação, no entanto com diferenças acentuadas.

3.2. GERAÇÃO DA MALHA

Depois de gerado as projeções meridianas na elaboração do CAD, criou-se um arquivo de despejo que contém as coordenadas de cada curva na projeção meridiana respectivamente o *hub*, *shroud*, *inlet* e *outlet*.

Com essas curvas, o CFX[®] gera malhas numéricas estruturadas através do *plugin Turbogrid*[®]. Neste módulo do CFX[®] existem parâmetros que podem ser controlados em função da geometria da bomba, estes parâmetros são melhores explicados nos tópicos adiante.

3.2.1. *Global Size Factor*

Utilizou-se 1,2 de modo a definir o refinamento global da pá em todas as regiões do domínio. Esse valor foi estabelecido depois de testar-se algumas malhas, esse valor traz o refinamento para o número de elementos na malha otimizado para esta análise.

3.2.2. *Factor Ratio*

Utilizou-se 2 para refinamento local na pá e no *hub* e *shroud*, pois da mesma forma que o *Global Size factor*, o valor estabelecido traz um refinamento baseado na melhor malha testada para a condição.

3.2.3. *Quality and Mesh Statistics*

Para cada fator variado observou-se a qualidade da malha através do módulo de análise, forma validadas apenas malhas com boa relação de aspecto e boa ortogonalidade e no mínimo 200.000 elementos.

3.3. MALHA UTILIZADA

Foram geradas 3 malhas e destas 3 malhas escolheu-se uma para ser utilizada nas simulações seguintes. Para cada malha foram monitorados o número de iterações necessário para um erro residual (RMS) de $1E-06$, dentre essas malhas escolheu-se a malha 1, que tinha um menor número de elementos, consumia menos tempo de simulação e gerou um resultado semelhante as outras malhas.

3.3.1. Teste de malha.

O teste de malha foi feito com três malhas, alterando entre elas, o número de elementos e os outros fatores como *global size fator* e *factor ratio*, com esses parâmetros foram feitos gráficos entre o critério de convergência ao longo do número de iterações da simulação até o limite residual de 0,000001. Esta malha também foi escolhida de acordo com o erro calculado em comparação com os valores de velocidade de projeto com até 12% de erro.

3.4. ANÁLISE NUMÉRICA

A análise numérica consiste apenas da definição das condições de fronteira do volume de controle da bomba, em um domínio dividido em 8 partes que diminuem o tempo de simulação consideravelmente.

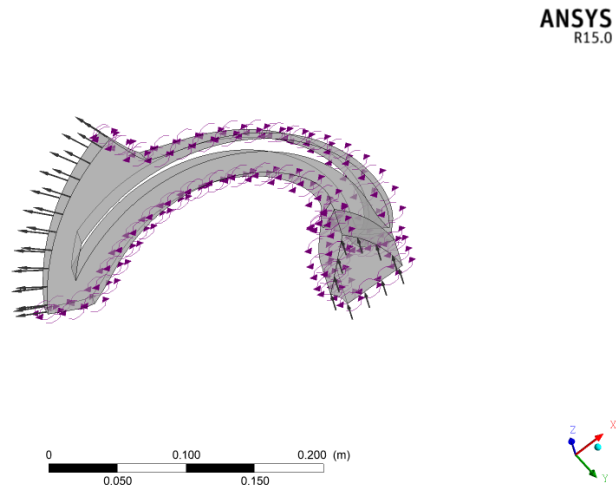
3.4.1. Definição do domínio e das condições de fronteira

Definido o volume de controle, pode-se definir as condições de fronteira, para o domínio em questão foram definidas as seguintes condições:

- *Pressure Inlet* - Condição de pressão na entrada do rotor referente a sucção da bomba e perpendicular a entrada.
- *Mass Flow outlet* – Condição de vazão mássica perpendicular à saída, cujo valor é referente a vazão total da bomba dividido pelo número de pás do rotor.
- *Domain* – Definiu-se aqui a rotação, o fluído da bomba (água) e o modelo de turbulência *Shear Stress Transport*.
- *Periodic Interface* – Esta condição determina que as pás do rotor estão mudando periodicamente a medida que o domínio está girando.
- *Wall* – O restante das condições do domínio são paredes.

A Figura 14 a seguir ilustra o domínio no momento em que todas as condições de contorno foram aplicadas.

Figura 14 - Domínio e condições de fronteira



Fonte: Autoria Própria

3.4.2. Solver

Para o solver definiu-se algumas condições como número de iterações máximas de 10000 e valor residual no critério de convergência de 0,000001.

Para cada rotor foram rodadas 10 simulações próximo ao ponto da vazão de projeto para descobrir a vazão que faz o rotor funcionar em seu rendimento máximo, e foram rodadas mais 10 simulações de modo a gerar a curva característica de caudal.

3.5. PÓS-PROCESSAMENTO

No pós processamento foram utilizados contornos, linhas de corrente e a planilha interna do CFX *post results*. No pós-processamento gerou-se valores como velocidades, potência, altura de elevação e vazão mássica, que se possibilitou o cálculo de outras variáveis como o fator de escorregamento, com auxílio de planilha eletrônica.

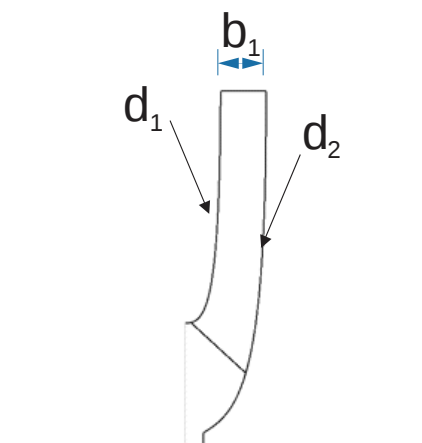
4. RESULTADOS

Com o dimensionamento geométrico dos 3 rotores finalizados, fez-se então as análises numéricas. Os resultados são apresentados de forma mais detalhada nos tópicos a seguir.

4.1. ROTORES

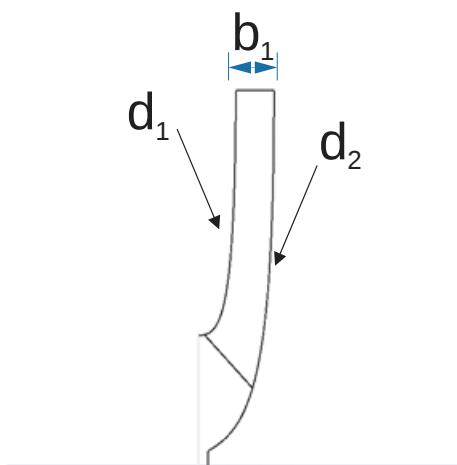
Foram observados que a medida que o ângulo de saída β_2 era alterado, influenciava na largura da pá. Utilizando uma vazão de 146 m³/h e uma altura de 36 m, com uma rotação de 1450 rpm, foram calculados todos os dados e fornecido ao software CAD que gerou as projeções meridiana apresentadas nas figuras a seguir:

Figura 15 - Projeção meridiana: *Design 1*, $\beta_2=20$



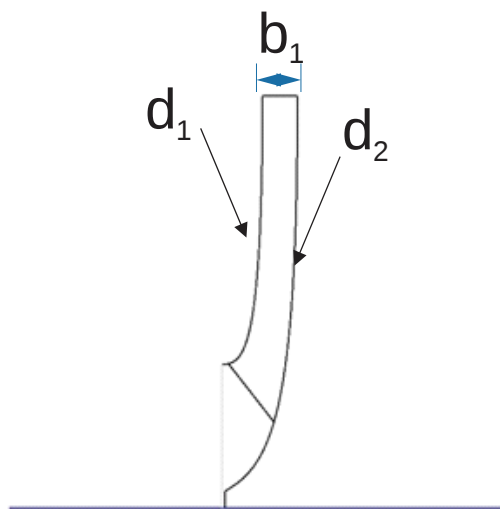
Fonte: Autoria própria

Figura 16 - Projeção meridiana: *Design 2* $\beta_2=25$



Fonte: Autoria própria

Figura 17 - Projeção meridiana: Design 3, $\beta_2=30$



Fonte: Autoria própria

Os valores de projeto de cada rotor são mostrados na tabela a seguir:

Tabela 1 - Valores de Projeto

Parâmetros	<i>Design 1</i>	<i>Design 2</i>	<i>Design 3</i>
Velocidade de Rotação (rpm)	1450	1450	1450
Vazão (m³/h)	146	146	146
Altura de Elevação (m)	36	36	36
Rendimento Hidráulico	0,91	0,88	0,90
Densidade (kg/m³)	999	999	999
α_1	90°	90°	90°
β_2	20°	25°	30°
Z	8	8	8
D1 (mm)	148,7	148,7	148,7
D2 (mm)	357,5	357,5	357,5
b (mm)	20,7	16,4	13,7

Fonte: Autoria Própria

Todas as projeções meridianas mostradas anteriormente foram geradas através destes valores apresentados na tabela 1.

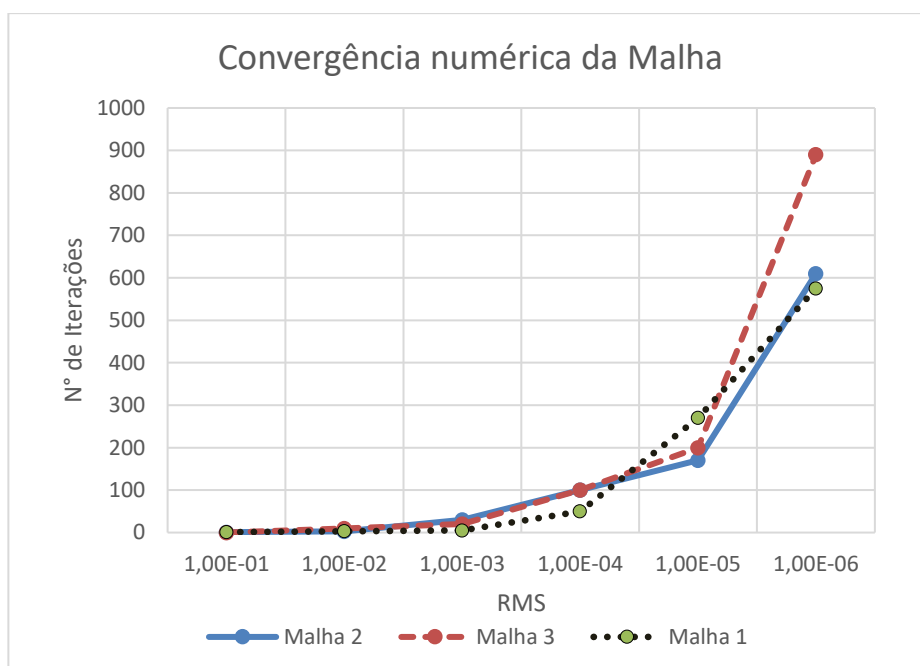
Para cada design também foram geradas as velocidades do rotor e a potência após passarem pela análise numérica, esses resultados serão melhor explicados em um tópico posterior.

4.2. MALHA UTILIZADA

Das três malhas utilizadas, escolheu-se a malha 1, que gerou o menor erro e consome menor tempo de simulação.

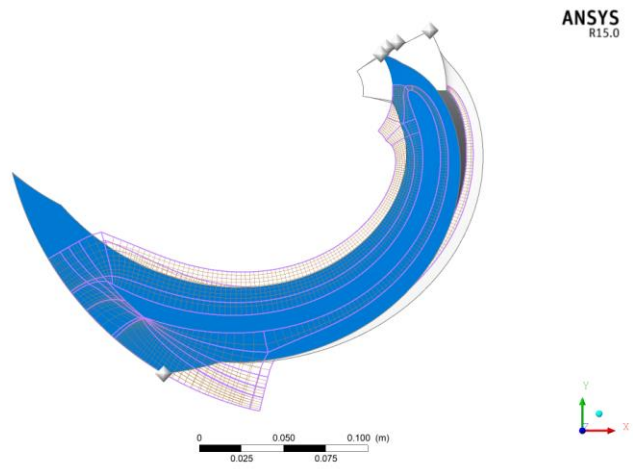
A comparação entre o residual e o número de iterações pode ser visualizado na figura 18 a seguir, que agrupa as três malhas propostas.

Figura 18 - Teste de Malha

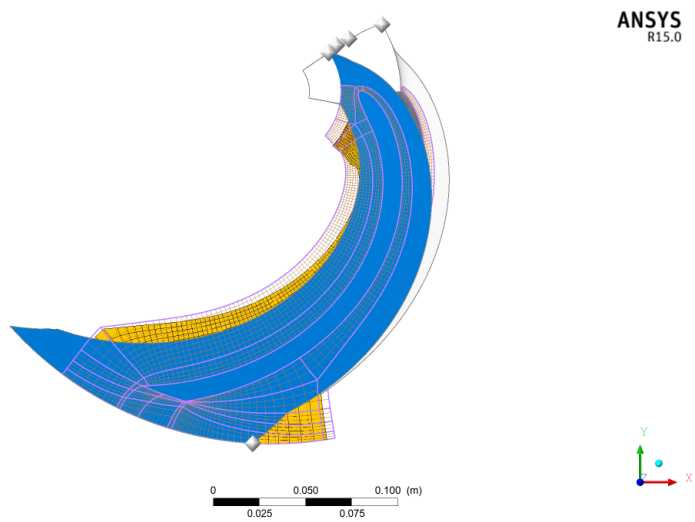


Fonte: Autoria própria

Esta malha gerou aproximadamente 400 mil nós, resultado acima do mínimo proposto na metodologia. Para cada projeto, fez-se uma malha, apresentada nas figuras 19, 20 e 21 seguintes:

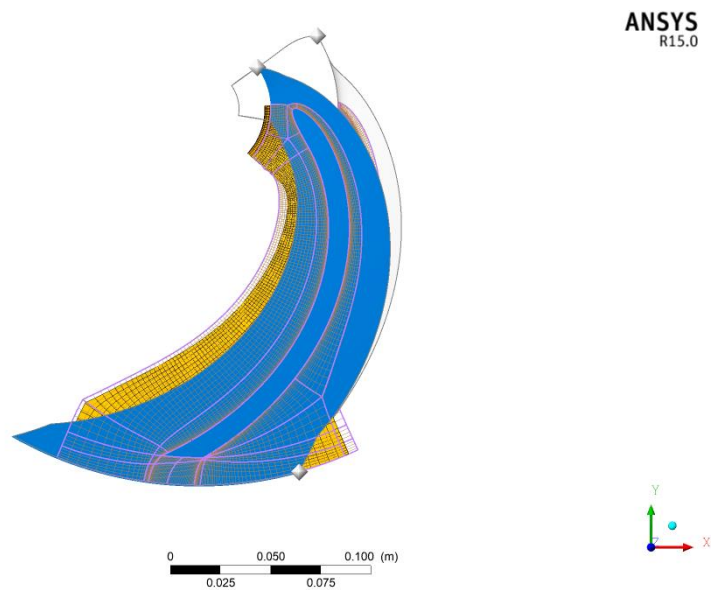
Figura 19 - Malha para *Design 1*

Fonte: Autoria própria

Figura 20 - Malha para *Design 2*

Fonte: Autoria própria

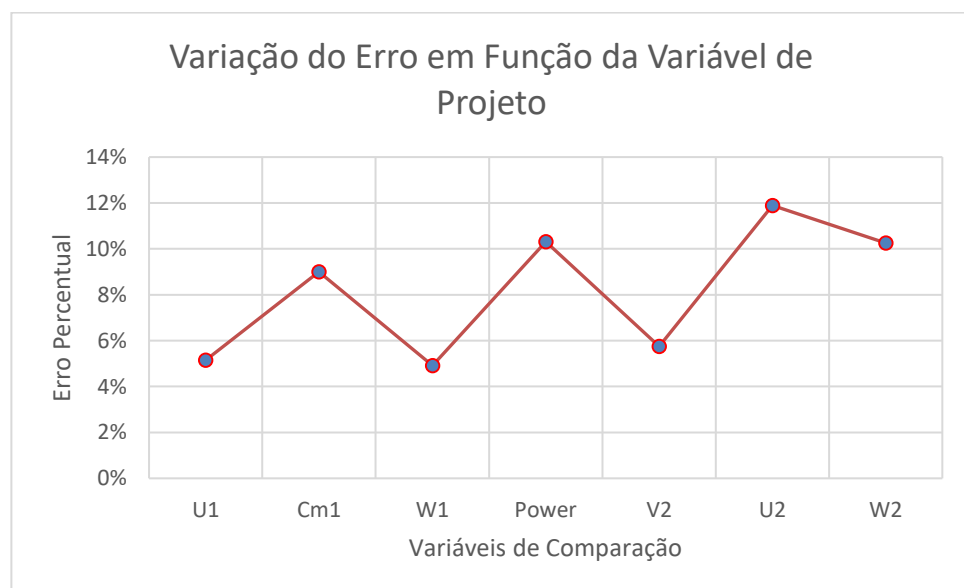
Figura 21 - Malha para *Design 3*



Fonte: Autoria própria

Com o resultado obtidos pelas análises numéricas, calculou-se um erro médio para os resultados que propostos no projeto, que teve como pico máximo um erro de 12% em uma das variáveis. As variáveis apresentadas na figura 19 foram calculadas para serem comparadas com os resultados das simulações e em seguida fez-se um tratamento estatístico que resultou nos valores apresentados

Figura 22 - Erro médio das Simulações

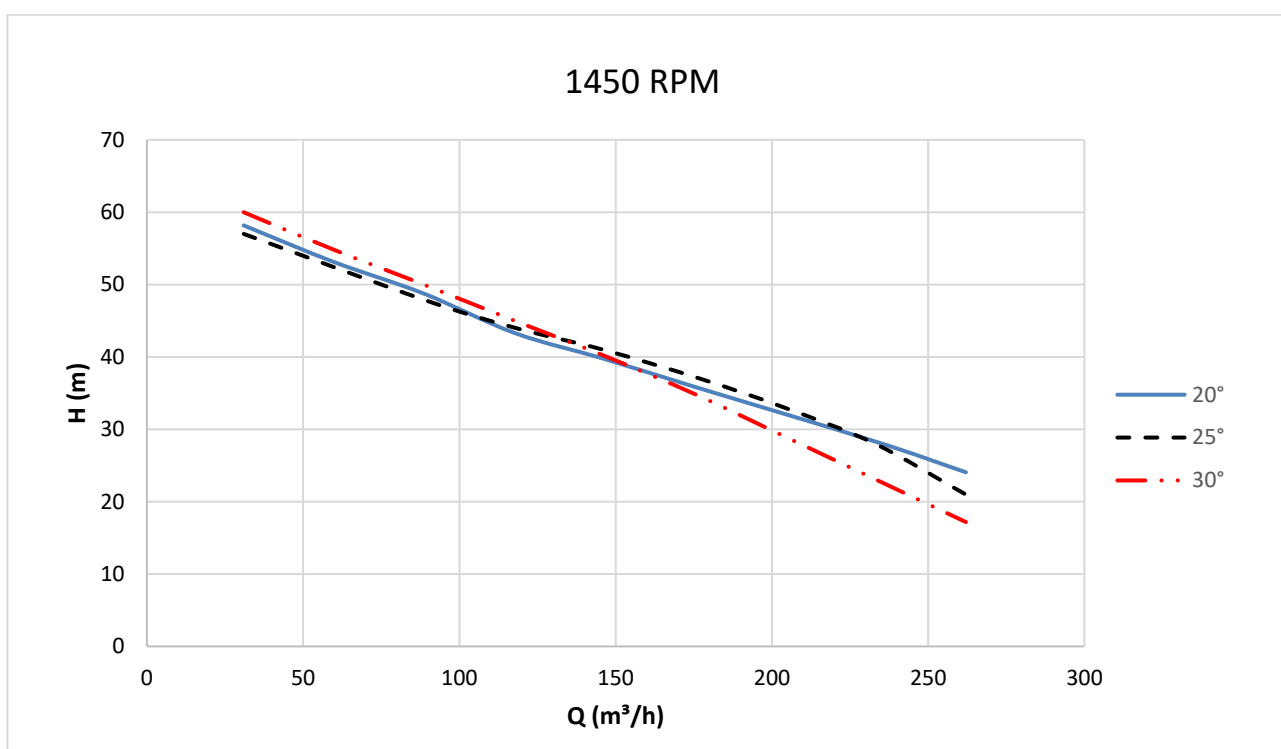


Fonte: Autoria própria

4.3. CURVA CARACTERÍSTICA DE VAZÃO

Para cada rotor projetado utilizou-se 10 valores de vazão, 5 menores que a vazão de projeto e 5 maiores, para que com esses resultados fosse possível encontrar a curva característica de caudal para cada um dos rotores. Para efeito de comparação, a figura 23 a seguir agrupa essas curvas que nos dá uma ideia de qual delas “rende” melhor.

Figura 23 - Curvas de Caudal



Fonte: Autoria Própria

Entre as 3 curvas, temos a ideia inicial que a curva correspondente ao ângulo de saída de 20° graus seria em termos gerais, mais eficiente.

4.4. FATOR DE ESCORREGAMENTO

Para o cálculo do fator de escorregamento foi necessário calcular as velocidades utilizando o triângulo de velocidades, estes dados descritos a seguir resultaram no fator de escorregamento calculado através da equação de Stodola. Os valores retirados para o cálculo do fator de escorregamento foram utilizando uma vazão que gerou rendimento máximo para cada malha, esse valor foi de aproximadamente 22% a mais do valor de projeto.

A tabela 2 a seguir ilustra as velocidades na entrada e na saída e o respectivo fator de escorregamento para cada rotor projetado.

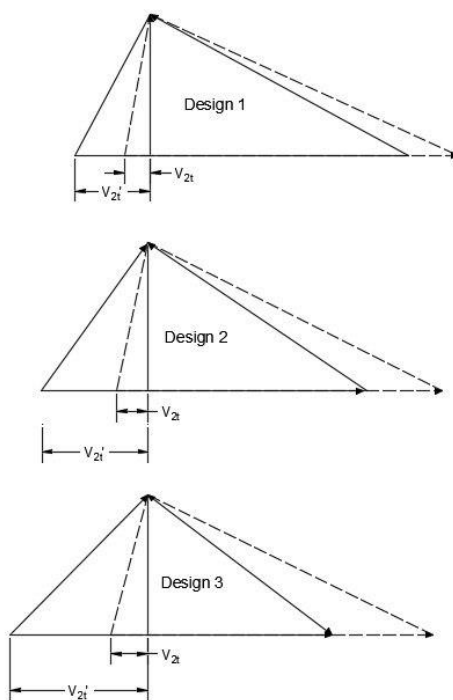
Tabela 2- Velocidades e fatores de escorregamento

Parâmetros	Design 1	Design 2	Design 3
V1	3,5356	3,5215	3,5211
U1	7,4864	7,4733	7,4729
W1	8,2914	8,3027	8,3025
Vm1	3,5356	3,5215	3,5211
V2	12,6734	13,3916	12,8266
Vm2	12,4766	13,1014	12,4125
U2	29,5283	28,8807	28,8807
W2	17,1956	16,0332	16,0332
Fator de Escorregamento	0,884304	0,829403	0,736235

Fonte: Autoria Própria

Observou-se que a medida que o ângulo de saída aumenta o fator de escorregamento diminui, o que reflete em uma maior deflexão e numa maior diferença entre as velocidades de transporte, como ilustrado pela figura a seguir, para os 3 rotores.

Figura 24 - Triângulos de velocidades



Fonte: Autoria Própria

5. CONCLUSÃO

Ao longo deste trabalho o CFD se mostrou uma ferramenta viável na análise e validação de projeto de um rotor, se consolidando com uma das principais alternativas, eliminando a necessidade de protótipos para análise experimental. Ao longo deste trabalho foram analisadas por volta de 60 simulações que foram otimizadas e consumiram menos tempo e esforço do que uma análise experimental.

Ao escolher-se uma malha adequada, o processo foi otimizado gerando resultados com um erro percentual dentro do limite do aceitável, tornando assim as análises altamente viáveis.

Com o pós processamento e validação dos dados, as análises mostraram que para as três propostas de projeto a mais viável foi o projeto 1 com o menor valor do ângulo de saída β_2 , que além de ter a menor diferença entre velocidades e consequentemente menor deflexão, tem a curva característica de vazão mais “eficiente” e possui o fator de escorregamento mais próximo de 1.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRAN, Richard/ SOUZA, Zulcy – **Máquinas de Fluxo – Turbinas – Bombas – Ventiladores** – Ao Livro Técnico – 1ª Ed. – Rio de Janeiro – RJ – BR -1969

FALCÃO, A. F. O. (2002). *Mecânica dos fluidos II*. Lisboa, Instituto Superior Técnico da Universidade de Lisboa.

FERZIGER, J.H; .PERIC, M. **Computacional methods for fluid dynamics**. 3.ed. Nova iorque: springer, 2002. 431 p.

FOX, Robert W. et al. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010. p.465

GALDINO, Daniel da Silva. *Dinâmica de fluidos computacional (cfd): utilização de softwares livres para a construção e análise aerodinâmica de modelos tridimensionais de veículos*. 2015. 51 f. TCC (Graduação) - Curso de Ciência e Tecnologia, Universidade Federal Rural do Semi Árido, Angicos, 2015.

GONÇALVES, Nelson Daniel Ferreira. **Método dos volumes finitos em malhas não-estruturadas**. 2007. 71 f. dissertação (mestrado) - curso de matemática, departamento de matemática aplicada, faculdade de ciências da Universidade do Porto, Porto, 2007.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2. ed. rev. Rio de Janeiro: LTC, 1997. 782 p. ISBN 85-216-1086-6.

MALISKA, Clovis R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2004. 453 p.

OSSES, Juan. **O método dos volumes finitos**. 2016. Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/o-metodo-de-volumes-finitos/>>. Acesso em: 20 ago. 2017.

PFLEIDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig. – **Máquinas de Fluxo** – Livros Técnicos e Científicos, 1ª Ed – Rio de Janeiro -1979

SOUZA, Zulcy de. **Projeto de máquinas de fluxo: tomo I, base teórica e experimental/** Zulcy de Souza – 1.ed. – Rio de janeiro: Interciência; Minas Gerais: Acta, 2011. 188.p

SOUZA. D. B., MURATA. V. V.; **Simulação Computacional da Dinâmica de Fluidos (CFD): Utilizando o Software Livre OpenFoam** Release1.4.1, Minas Gerais: Universidade Federal de Uberlândia, 2008.