

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ESTUDO TEÓRICO-NUMÉRICO PARA A CONSTRUÇÃO DE UM DINAMÔMETRO
HIDRÁULICO DE BAIXO CUSTO PARA COMPETIÇÃO DO BAJA SAE

por

Gustavo Henrique da Costa

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, maio de 2022

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

CIP - Catalogação na Publicação

da Costa, Gustavo Henrique
ESTUDO TEÓRICO-NUMÉRICO PARA A CONSTRUÇÃO DE UM
DINAMÔMETRO HIDRÁULICO DE BAIXO CUSTO PARA COMPETIÇÃO
DO BAJA SAE / Gustavo Henrique da Costa. -- 2022.
14 f.
Orientador: Guilherme Henrique Fiorot.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2022.

1. Dinamômetro hidráulico. 2. Simulação CFD. 3.
Potência de eixo. I. Fiorot, Guilherme Henrique,
orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Gustavo Henrique da Costa

ESTUDO TEÓRICO-NUMÉRICO PARA A CONSTRUÇÃO DE UM DINAMÔMETRO
HIDRÁULICO DE BAIXO CUSTO PARA COMPETIÇÃO DO BAJA SAE

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Cirilo Seppi Bresolin
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Guilherme Henrique Fiorot

Comissão de Avaliação:

Prof. Alexandre Vagtinski de Paula

Prof. Paulo Smith Schneider

Prof^a. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, maio de 2022

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus que colocou pessoas maravilhosas na minha vida. Agradeço aos meus pais pelo suporte inabalável, ao meu irmão pelo exemplo e ajuda zelosa nas horas de necessidade, a minha cunhada pelo exemplo de dedicação, esforço e perseverança. Agradeço a Equipe TCHÊ BAJA pelos ensinamentos e a oportunidade de desenvolver este trabalho. Por fim, agradeço aos colegas que compartilharam essa jornada, dedico menção especial ao grupo da Mochila, meus eternos companheiros.

da Costa, Gustavo Henrique. **Estudo Teórico-Numérico Para a Construção de um Dinamômetro Hidráulico de Baixo Custo para Competição do Baja SAE**. 2022. 14 páginas. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

RESUMO

O presente trabalho apresenta o projeto do elemento frenante de um dinamômetro hidráulico para veículos Baja SAE. Optou-se por utilizar uma bomba centrífuga de geometria simplificada como elemento frenante. O projeto foi desenvolvido através de estudo teórico baseado na bibliografia para projeto de bombas. O cálculo foi validado utilizando-se simulação CFD para obtenção das curvas de potência por velocidade de rotação da bomba, potência de eixo mínima e máxima consumida para cada faixa de rotação crítica estabelecida na metodologia. A qualidade da malha aplicada no problema foi avaliada através de análise GCI. As condições iniciais do problema, condições de contorno e as características geométricas foram extraídas do cálculo teórico. Buscou-se bom compromisso entre qualidade numérica da solução e tempo computacional empregado. A malha empregada para a solução contém 1,3 milhões de volumes. Nessas condições, a simulação de cada ponto de operação demorou 30 minutos. Verificou-se que a faixa de potência consumida pela bomba projetada varia entre 529 e 10116 W, sendo necessário ajuste externo (ampliação mecânica) da rotação do motor para adequar a faixa de potência consumida. Por fim, a geometria projetada atende aos objetivos propostos: consumo de potência com um custo reduzido de fabricação (a geometria foi simplificada para facilitar usinagem dos componentes).

PALAVRAS-CHAVE: dinamômetro hidráulico, simulação CFD, potência de eixo.

da Costa, Gustavo Henrique. **A Theoretical-Numerical Study for the Construction of a Low-Cost Hydraulic Dynamometer for the Baja SAE Competition**. 2022. 14. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

ABSTRACT

A project of a hydraulic dynamometer breaking element in the form of a simplified geometry centrifugal pump, aimed to Baja SAE vehicles, is shown in this works. From the available bibliography regarding pumps the project theory is set. The mathematical procedure is validated through CFD simulation of power curves per pump rotation speed, as well as simulation of minimal and maximal shaft power consumed per each critical rotation speed range defined in the methodology. The quality of the mesh applied to this problem is evaluated by CGI analysis, in which the initial conditions, the boundary conditions and geometrical characteristics were extracted from the theoretical formulation. A compromise between the numerical solution quality and the computational time spent for calculation is aimed, leading to the resulting mesh encompassing 1.3 million volumes, with each simulated point taking about 30 minutes for processing. The power consumed by the projected pump is in the range of 529 to 10116 W, thus requiring external regulation (namely mechanical amplification) of the engines' rotation. The designed geometry achieves the goals set of power consumption with reduced production costs (the geometry was simplified to ease the machining process).

KEYWORDS: hydraulic dynamometer, CFD simulation, shaft power.

NOMENCLATURA

Símbolos	Grandeza	Unidade
P_e	Potência de eixo	[W]
$P_{\text{útil}}$	Potência fornecida ao fluido	[W]
D	Número de dimensões envolvidos no problema.	
N	Número de volumes presentes na malha.	
p	Ordem de convergência da malha.	
f	Parâmetro relativo ao valor da característica estudada para a convergência da malha.	
Z	Número de pás do rotor	
NV	Número de volumes teórico, refere-se ao valor esperado caso a razão de refino fosse exata.	
$hGCI$	Valor de célula computacional de referência.	[mm]
n	Velocidade de rotação	[rpm]
R_{IJ}	Razão de refino entre a malha J e a malha I	
Q_e	Vazão a entrada do elemento frenante.	[m ³ /s]
p_s	Pressão manométrica a saída do elemento frenante.	[MPa]
ω	Velocidade angular do rotor do elemento frenante.	[rad/s]
Δp	Elevação de pressão fornecida pela máquina geradora ao fluido	[Pa]
τ	Torque imposto pelo elemento frenante ao eixo do motor.	[N.m]
Abreviaturas e acrônimos		
GCI	Índice de Convergência de Malha.	

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVO	3
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	3
3.1. DEFINIÇÕES INICIAIS E PROBLEMA	3
3.2. CONFIGURAÇÕES DO SOFTWARE E MODELAGEM CFD	5
3.3. ESTUDO DE CONVERGÊNCIA DE MALHA	7
4. METODOLOGIA	8
4.1. ESTUDO TEÓRICO	9
4.2. MODELAGEM CFD	10
4.2.1. Resultados da Modelagem CFD	11
5. RESULTADOS	12
5.1. TEÓRICO	12
5.2. QUALIDADE DA MALHA	12
5.3. RESULTADOS DA MODELAGEM CFD	14
6. CONCLUSÃO	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16

1. INTRODUÇÃO

Através da participação em projetos extracurriculares, os alunos de Engenharia podem aliar experiências práticas adicionais à formação teórica. A UFRGS, em conjunto com os departamentos de suas Escolas, proporciona projetos como empresas juniores e equipes de competições (Fórmula SAE, Baja SAE, Nautidesign, Aerodesign), que incentivam os alunos a desenvolver e construir projetos nas mais diversas áreas, seja por *hobby* ou porque almejam trabalhar com isso em seus futuros como profissionais. Tais atividades extracurriculares são escolhidas pelos alunos segundo suas motivações.

A SAE (Sociedade dos Engenheiros Automotivos) promove alguns projetos universitários em nível internacional. Entre eles, competições que estimulam os alunos de diversas equipes a desenvolver suas habilidades e conhecimentos nas áreas de: projetos mecânicos e de engenharia; fabricação; negociação com patrocinadores. Uma das competições mais notórias é a Baja SAE (Figura 1) que é realizada em território nacional desde 1995 (SAE BRASIL, 2022). Nessa competição, estudantes projetam um carro *off-road* que é submetido a diversos testes (tração, aceleração, retomada, capacidade de contorno de curvas, prova de obstáculos etc.). Ao final da competição, o projeto melhor avaliado é declarado como campeão.

Figura 1: Foto de abertura da página do Baja SAE do Brasil.



FONTE: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/Baja-sae-brasil/>

A UFRGS é representada nessa competição pela equipe Tchê Baja que projeta e constrói todos os componentes que integram o carro. Uma importante etapa após o projeto e construção do veículo são os testes de desempenho do protótipo e seus subsistemas.

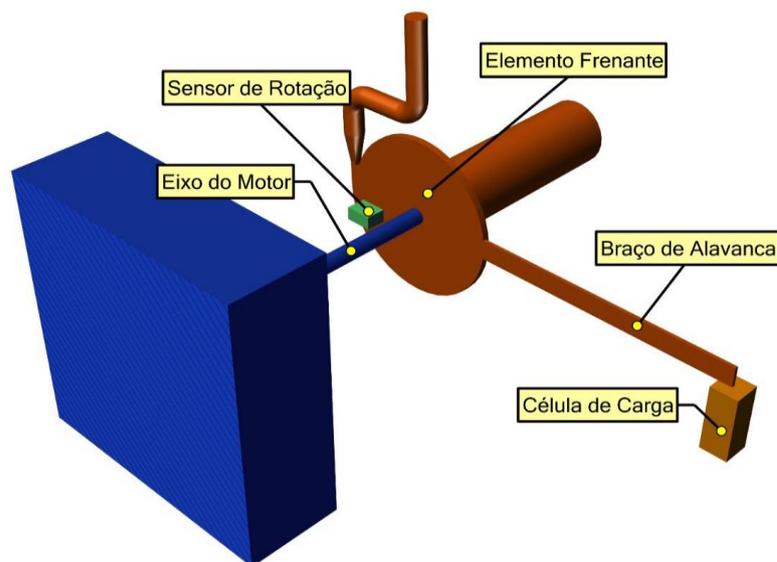
Um subsistema muito importante é o *powertrain*, que é responsável por fornecer potência às rodas para que o carro se desloque. Os componentes mecânicos de transmissão (caixa de engrenagens de relação fixa, transmissão continuamente variável, do inglês *continuously variable transmission* – CVT, semi-eixos, juntas homocinéticas, cubos de roda, dentre outros) integram esse subsistema e estão entre o motor e as rodas (que também o integram). O desempenho de aceleração e tração do carro é relacionado à sua massa total e ao desempenho do *powertrain*, portanto é necessário que esse subsistema seja testado e aperfeiçoado. Para executar tal teste se utiliza um dinamômetro de potência.

Dinamômetros de potência são equipamentos utilizados para medir o torque e a rotação de eixos, medindo indiretamente a potência gerada pelo sistema ligado ao eixo. Segundo Martyr et al. (2007, p. 144), “O torque produzido por um motor primário sob teste é resistido e mensurado pelo dinamômetro no qual ele está conectado. A acurácia com a qual um

dinamômetro mensura o torque e a velocidade de rotação é fundamental para todas as outras medidas derivadas no sistema”.

Existem algumas formas de construir um dinamômetro, que têm como função dissipar a energia cedida pelo eixo e, de alguma forma, mensurar o valor dissipado. Os dinamômetros mais precisos encontrados são os elétricos e os de correntes parasitas. Existem também os de freio de Prony, hidráulicos e dinamômetros a ar. O princípio geral do dinamômetro pode ser exemplificado no esquema da Figura 2.

Figura 2: Esquema de funcionamento de dinamômetros de potência



O elemento frenante tem sua rotação impedida por uma alavanca, conhecendo-se o braço de alavanca r e a força F mensurada na célula de carga é possível obter o torque no sistema.

A bibliografia no que tange ao projeto é bastante ampla. Para as etapas iniciais de projeto, deve-se primeiramente atentar às questões de dimensionamento e seleção de bombas centrífugas (MACINTYRE, 1997; FLACH, 1999) que permitem projetos de bombas e identificação da influência dos parâmetros geométricos sobre as características da bomba. Em seguida, deve-se atentar para aspectos práticos do elemento frenante selecionado, a partir de ensaios dos motores a combustão (MARTYR et al., 2007). Alguns catálogos de fabricantes podem trazer informações suficientes e úteis para este tipo de projeto. No presente projeto, dada a necessidade estabelecida previamente, identificou-se os catálogos da SIGMMA (2019) e o da KSB (2020) como parte da análise de bombas comerciais que possivelmente atenderiam às demandas de projeto. Inúmeros trabalhos similares sobre projetos de elementos frenantes podem inclusive ser encontrados na literatura (FLEGUER, 2019; VILELA, 2018) e guiam as etapas que se deve seguir neste projeto.

Vale mencionar as equações de semelhança para bombas centrífugas, que ressaltam algumas previsões que podem ser feitas para máquinas semelhantes. Pode-se prever a variação da potência de eixo consumida com a velocidade de rotação, conforme Henn (2006, p. 102).

$$\frac{P_e}{P'_e} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3$$

1

Ou seja, a potência consumida no eixo varia com o cubo da velocidade de rotação.

Assim torna-se interessante analisar a viabilidade de construção, através de pesquisa e projeto, de um dinamômetro de potência para o sistema de *powertrain* da equipe Tchê Baja. Como elemento frenante escolheu-se utilizar o projeto de uma bomba centrífuga operando como máquina de fluxo geradora, pois considerando as limitações de orçamento da equipe e a aplicação objetivada, esta seria a melhor opção (são pequenas, consomem bastante potência e o custo para fabricação de um modelo simplificado estaria abaixo do valor de mercado de dinamômetros).

Para atender a necessidade da equipe, o dinamômetro deve ter capacidade de mensurar até 12 CV, pois segundo Kurilov et al. (2019) a potência máxima do motor utilizado pelos veículos que competem no Baja SAE é de 10 CV. O motor autorizado pelo regulamento da competição é o Briggs & Stratton S19. A potência de 12 CV estipulada considera uma pequena margem de ganhos de potência com regulagens. Avaliando-se o que existe no mercado para tal faixa de potência se encontram dinamômetros de bancada de R\$ 50.000,00 no Brasil e US\$ 5.000,00 no mercado exterior, com imposto de importação de 60% e frete atingiria o custo de R\$ 46.000,00, sendo este o preço mínimo de mercado. Como curiosidade, cita-se o freio de correntes parasitas (*eddy current*), um exemplar para potência de 800 W (muito abaixo da potência requisitada) tem um custo médio de US\$ 500,00. Considerando imposto e frete, tal produto seria adquirido no mercado brasileiro pelo valor de R\$ 5.000,00. Estimou-se ¹a ordem de grandeza do valor da fabricação de um projeto de dinamômetro e se comparou a ordem de grandeza dos valores apresentados, o valor é da ordem de 3% do valor de mercado dos dinamômetros apresentados. Existe apelo financeiro para a proposta do trabalho, pois a Equipe Tchê Baja não conseguiria lidar com custos acima da ordem de R\$ 1000,00 com facilidade.

2. OBJETIVO

Dada a importância de se entender o comportamento do motor a combustão do protótipo da equipe, tem-se por objetivo projetar, através de estudo teórico-numérico, o elemento frenante de um dinamômetro hidráulico que atenda às necessidades de medição de potência da Equipe Tchê Baja e esteja dentro da realidade de orçamento da equipe. Para projeto do dinamômetro utilizar-se-á como base os projetos de bombas centrífugas como meio de dissipar a potência do eixo

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

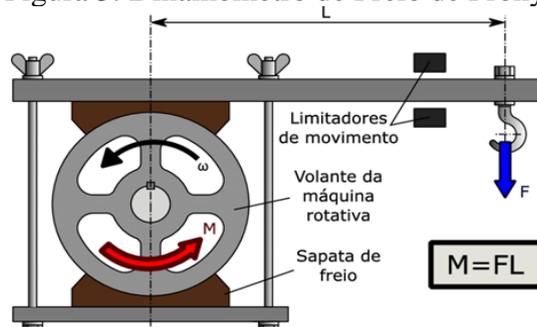
3.1 DEFINIÇÕES INICIAIS E PROBLEMA

Considerando os pontos levantados, busca-se avaliar as opções de baixo custo e que sejam da competência de um engenheiro mecânico. Para este projeto, 4 possibilidades de dinamômetros de baixo custo podem ser identificadas:

- Dinamômetro de freio de Prony: utilizado para condições nas quais se quer medir uma faixa específica de potência e não um amplo intervalo, situação exata do problema apresentado. Tem um custo relativamente baixo em relação as demais possibilidades, mas a carga ou capacidade de dissipar energia desse equipamento é de difícil controle (devido as propriedades tribológicas do processo de frenagem envolvido), gerando resultados instáveis e com pouca exatidão, segundo Martyr et al. (2007, p. 154). Assim, estes dinamômetros são apenas de interesse histórico, pois nunca foram capazes de fornecer medidas precisas de potência. Neste dispositivo, o processo de frenagem consiste em apertar parafusos que forçam a sapata de freio contra o eixo no qual o torque está sendo mensurado;

¹ Valor da ordem de R\$ 1500,00 para usar um projeto com as dimensões próximas ao do trabalho em questão, valor estimado em comunicação extraoficial com profissional e patrocinador de usinagem da equipe Tchê Baja.

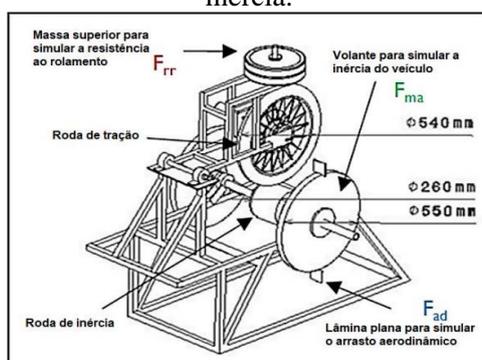
Figura 3: Dinamômetro de Freio de Prony.



Fonte: https://www.researchgate.net/figure/Figura-11-Modelo-esquemático-do-Freio-de-Prony-1_fig1_325114501

- Dinamômetro de rolo ou de disco de inércia: o rolo de inércia deve apresentar propriedades suficientes para mensurar a potência de um sistema e contar com um momento de inércia que resulte em um tempo de ensaio da ordem dos 10 segundos. Há duas possibilidades para isso: um disco de inércia menor e um sistema de ampliação para acelerá-lo e armazenar maior energia cinética de rotação; ou aumentar o tamanho característico do disco de inércia, o que normalmente resulta em uma fabricação cara.² Ambos os meios apresentados têm uma dificuldade intrínseca: um sistema de fabricação caseira com rolos e discos de inércia não seria viável devido ao fato de eventuais desbalanceamentos causarem riscos; já um sistema com fabricação profissional por usinagem teria o custo de fabricação do equipamento elevado. A segurança dos usuários a ser garantida durante os ensaios é grande para esta configuração do equipamento. Para este equipamento, a curva de segurança por valor de fabricação não se encaixa dentro das possibilidades da equipe Tchê Baja.

Figura 4: Dinamômetro de disco de inércia.



Fonte: (FAKHARUZI et al., 2015)

Figura 5: Dinamômetro de rolos de inércia.



Fonte:

<http://coral.ufsm.br/gpmot/index.php/dinamometros>

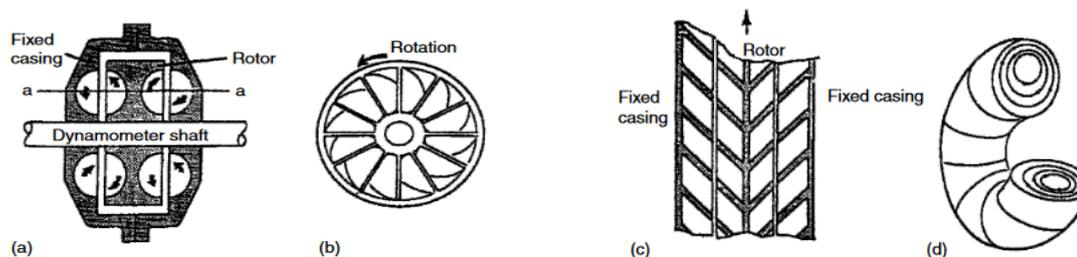
- Dinamômetro a ar: equipamento bastante usado para equipamentos da aviação de altíssima rotação e baixo torque. Este dispositivo apresenta dificuldades em se controlar a carga de teste (capacidade de dissipar energia). São indicados para situação de baixo torque e são recomendados para ambientes sem delimitação do espaço físico, já que se trata de um equipamento relativamente grande (um ventilador radial, por exemplo, para dissipar 10 CV teria o diâmetro da voluta na ordem de 700 mm). Este tipo de dinamômetro pode apresentar dificuldades técnicas relacionadas ao desbalanceamento,

² Texto importante para avaliar nota atribuída ao dinamômetro de rolo no último critério da matriz de decisões.

trazendo novamente à tona possíveis problemas de segurança para altas rotações. Segundo Martyr et al. (2007, p. 160), esses aparelhos estão obsoletos e consistiam em um simples arranjo de pás radiais ajustáveis que impunham um torque que podia ser estimado. Eles perduraram por muito tempo devido à aplicação em motores de helicóptero, já que a alta acurácia não é um requerimento e o alto ruído não é uma desvantagem.

- **Dinamômetro hidráulico:** originalmente o dinamômetro hidráulico é uma máquina desenvolvida para permitir grande dissipação de quantidade de movimento a partir da dissipação turbulenta, sendo capaz de testar uma grande faixa de valores de potência. A potência dissipada é controlada pela quantidade de massa de água que entra no interior do equipamento. Para este tipo de dispositivo, entretanto, a geometria é extremamente complexa e de difícil fabricação. Um exemplo desse tipo de dinamômetro pode ser visto na Figura 6.

Figura 6: Esquema de funcionamento do dinamômetro hidráulico convencional. a) Seção do dinamômetro; b) vista de saída do rotor; c) Seção a-a entre rotor e voluta; d) representação do vórtice toroidal.



Fonte: Martyr et al. (2007, p. 155)

Pode-se mencionar ainda os *hydrostatics dynamometers*, em português, dinamômetros hidrostáticos³, que são outra variação de dinamômetro hidráulico. Segundo Martyr et al (2007, p. 160), essas máquinas não eram comumente utilizadas e consistiam genericamente de um arranjo de máquina hidráulica de deslocamento positivo e uma máquina de fluxo. A principal vantagem desse tipo de arranjo é a capacidade, ao contrário de outros dinamômetros não elétricos, de desenvolver sua frenagem máxima a zero rotação. Também pode operar como fonte de partida para o motor a ser testado.

Para o projeto do elemento frenante hidráulico apontam-se duas equações importantes que se referem a potência consumida (P_e) no eixo e potência útil ($P_{útil}$):

$$P_e = \omega \tau \quad 2$$

$$P_{útil} = \Delta p Q_e \quad 3$$

O coeficiente de contração é bastante importante no projeto de bombas centrífugas, utilizado na rotina de cálculo, ele é o coeficiente que relaciona passo entre as pás de um rotor e a espessura delas. O valor do inverso do coeficiente de contração deve estar contido entre 1,2 e 1,3 (MACINTYRE, 1997, p. 272) para que se possa ter confiabilidade nos cálculos analíticos de projetos de bombas centrífugas.

3.2. CONFIGURAÇÕES DO SOFTWARE E MODELAGEM CFD

Segundo Versteeg et al. (2007) a Fluidodinâmica Computacional ou CFD é a análise de sistemas que envolvem escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados,

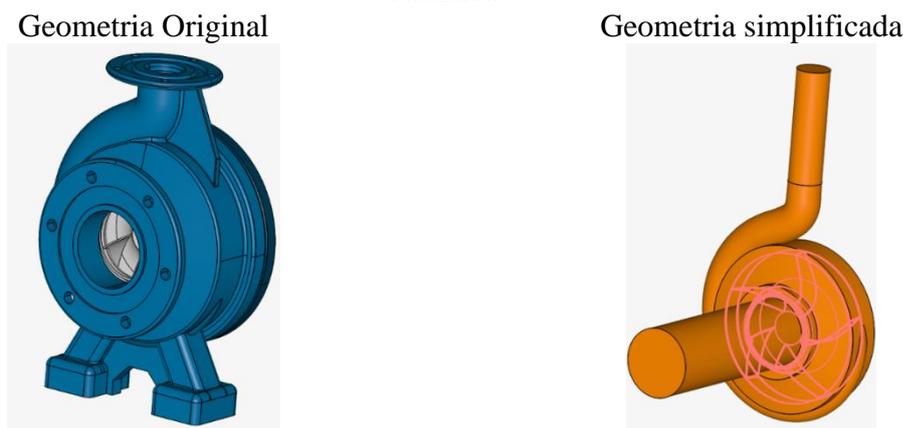
³ Não encontrada referência a esse termo em português.

tais como reações químicas, por meio de simulação baseada em computador. Ainda segundo Versteeg et al. (2007) a técnica é muito poderosa e abrange uma vasta gama de áreas de aplicação industrial e não-industrial.

Segundo Versteeg et al. (2007) a simulação CFD é estruturada ao redor do algoritmo de solução numérica, pode ser dividida em 3 passos: pré-processamento (definição do domínio, condições, malha, dentre outros), solução (resolver o problema para as condições propostas) e pós-processamento (apresentar os resultados de interesse da melhor forma).

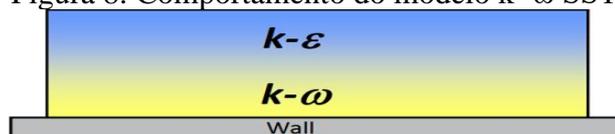
O software SimScale é capaz de implementar a geometria da bomba, tridimensional, vista na Figura 7 considera apenas as paredes em contato com o fluido, sem ser necessário condições de simetria, por exemplo. A escolha por regime permanente em uma simulação CFD pode ser embasada no fato de que são necessários apenas alguns pontos de trabalho da bomba para construção da curva utilizada em um projeto. Simulações em regime transiente podem ser computacionalmente muito custosas e tornar mais difícil de trabalhar com as condições iniciais e de contorno. Quanto à possibilidade de considerar o fluido incompressível em uma modelagem CFD, segundo Justino (2012), o módulo de elasticidade volumétrico da água é 1500 vezes maior do que o valor para gases, o que permite que seja considerada incompressível. Para reduzir o volume da água em 1% é necessário aplicar uma pressão da ordem dos 20 MPa.

Figura 7: Comparativo entre geometria original de uma bomba e geometria simplificada utilizada.



Versteeg et al. (2007) recomenda a hipótese de não deslizamento para as paredes em contato com o fluido, isso se deve ao fato de que o fluido não desliza sobre a parede. Há uma tensão cisalhante proveniente do desenvolvimento do escoamento na camada limite sobre a parede. Recomenda essa hipótese tanto para escoamento permanente quanto transiente. Para as condições de entrada e saída da bomba a recomendação é que seja fornecido um valor de vazão/fluxo e o outro valor seja de pressão. Com esse par se fornece as condições para resolver as equações de continuidade (principalmente de massa). Essas condições em conjunto com o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, que é muito recomendado em turbo máquinas porque em bombas com pás o escoamento apresenta separação que é bem capturada utilizando esse modelo, fazem com que a simulação convirja rapidamente. Segundo Saltara (2020) $k-\omega$ é superior ao $k-\varepsilon$ em escoamentos com gradiente de pressão adverso e recirculação, mas falha ao depender das condições de contorno de corrente livre, dessa forma, o $k-\omega$ SST corrige esse problema, se comportando como $k-\omega$ standard próximo a regiões de parede para resolver a camada limite e como $k-\varepsilon$ nas demais regiões, percebe-se tal comportamento na Figura 8.

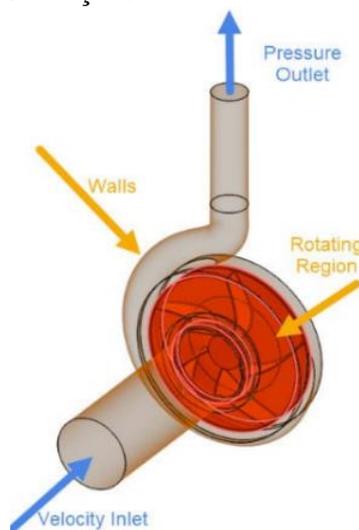
Figura 8: Comportamento do modelo $k-\omega$ SST.



Fonte: ANSYS (2014)

Para problemas nos quais o interesse na tensão de cisalhamento ocorre somente na zona de rotação, recomenda-se utilizar função de parede com base logarítmica para resolver a camada limite. Para a situação apresentada, o valor de y^+ deve variar entre 30 e 300 segundo ANSYS (2014). A zona de rotação é um conceito que captura bem a influência de zonas rotativas em relação ao fluido. Recomenda-se refino de malha nos pontos em que as condições são críticas (zonas de recirculação e turbulência, por exemplo) e faz-se uso da análise GCI para estudo da independência da malha na qualidade do resultado numérico. Quanto a inicialização da malha se recomenda a opção *Physics-Based Meshing*: ela considera as configurações do problema para gerar a malha, considerando condições de contorno, propriedades do material e fontes externas de torque e potência. Segundo os fabricantes do software SimScale em seu manual (SIMSCALE, 2021), as principais mudanças observadas com essa opção habilitada são o refino na entrada e saída do domínio e operações adicionais nas camadas limites nas paredes. As condições de contorno recomendadas, assim como a zona de rotação, podem ser visualizadas na Figura 9.

Figura 9: Condições de contorno e zona de rotação.



Fonte: Simscale.

É fortemente recomendado utilizar a opção *potential flow initialization*: ela inicializa as variáveis, através do algoritmo de Scotch, com o uso de uma função potencial para calcular as propriedades do escoamento em função das condições de contorno.

3.3. ESTUDO DE CONVERGÊNCIA DE MALHA

Recomenda-se que estudo de independência de malha seja feito com um mínimo de três malhas distintas, considerando uma razão de refino próxima de 1,5 para o h_{GCI} (valor de célula computacional de referência) de cada malha subsequente. Para tal análise, utiliza-se o índice de convergência de malhas (*Grid Convergence Index – GCI*). Segundo Versteeg et al. (2007), Roache, em 1997, notou que as estimativas de equações de sua época eram aproximadas e não

definiam limites para o erro proveniente da discretização. Dessa forma, ele propôs o tão famoso índice de convergência de malha (GCI) para quantificar o erro numérico em uma simulação CFD.

Abaixo seguem as equações capazes de resolver o GCI.

$$r_{ij} = \left(\frac{N_j}{N_i}\right)^{\frac{1}{D}} \quad 4$$

D equivale a quantidade de dimensões espaciais presentes no problema (3 dimensões) e N equivale ao número de volumes presentes na malha. Com a razão indicada obtém-se o número de elementos da segunda malha, assim como da terceira e quantas mais forem necessárias. Após isso obtém-se a ordem de convergência p da malha pela Equação 5:

$$p = \frac{\ln\left(\frac{\left(\frac{r_{12}^p - 1}{r_{23}^p - 1}\right)(f_3 - f_2)}{f_2 - f_1}\right)}{\ln(r_{12})} \quad 5$$

O parâmetro f é relativo ao valor da característica estudada para a convergência da malha. Com esses valores é possível estabelecer o erro relativo entre as malhas subsequentes (Equação 6), assim como estimar o valor do GCI entre as malhas (Equação 7).

$$\varepsilon_{ij} = \frac{f_j - f_i}{f_i} \quad 6$$

$$GCI_{ij} = \frac{F_S |\varepsilon|}{r_{ij}^p - 1} \quad 7$$

O parâmetro F_S é tabelado referente ao número de malhas comparadas. Pode-se determinar a proximidade assintótica das malhas:

$$GCI_{ij} \cong r_{ij}^p GCI_{(i-1)(j-1)} \quad 8$$

Por fim, o valor do GCI ou o erro relativo a extrapolação podem ser utilizados para determinar se a malha utilizada apresenta qualidade para ser empregada na solução.

4. METODOLOGIA

Neste capítulo são apresentadas as etapas de desenvolvimento do trabalho. Será descrito o método de trabalho para cumprir o objetivo estipulado.

Devido aos custos de aquisição de dispositivos comerciais apresentados previamente, descartou-se tal possibilidade. Assim, nesta metodologia serão tratadas as etapas que visam garantir a confecção de um dinamômetro hidráulico de baixo custo para a equipe Tchê Baja. Primeiramente, se efetuou uma análise sobre os interesses da equipe, a partir de critérios qualitativos. Na Tabela 1 se apresenta a matriz de decisões desenvolvida em reuniões internas da equipe, na qual notas de 0 a 10 foram assumidas para os critérios de escolha elencados para modelos de dinamômetro, cada qual com o peso exibido entre parênteses⁴.

⁴ Cada critério selecionado, assim como o peso relativo de cada um deles, foi atribuído em discussão com os membros da equipe relacionados ao subsistema de *powertrain* e também com membros mais experientes em projetos. Os critérios e pesos estão diretamente relacionados com o objetivo da equipe no desenvolvimento do projeto.

Tabela 1: Matriz de decisões: modelos de dinamômetro aplicáveis a proposta do presente projeto e critérios de escolha conforme definido pela equipe Tchê Baja.

Modelo \ Critério (Peso)	Possibilidade de baixo custo (1)	Acurácia e estabilidade (1,5)	Dimensões (1)	Segurança (1)	Possibilidade de aliar segurança e baixo custo no mesmo projeto (2)	Total (65)
Freio de Prony	10	4	8	7	8,5	48
Rolo de Inércia	9	9	4	8	4	42,5
A ar	8	6	4	7	7,5	43
Hidráulico	7	8	9	8	7,5	51

Apropriar-se-á do conceito de bomba de fluxo movida aplicado aos dinamômetros hidrostáticos, partindo-se da ideia de consumir energia com a utilização de uma bomba centrífuga. As dimensões do protótipo seriam pequenas (ordem de 250 mm para a voluta), e poderia se controlar a potência consumida facilmente. É possível variar a carga dentro de uma mesma rotação variando-se a abertura de uma válvula de controle de vazão, dificultando a passagem da água e diminuindo a potência consumida. O valor de potência de eixo consumida pode ser visto em catálogo de fabricantes de bomba e costuma variar da ordem de uma a três vezes para uma mesma rotação, variando apenas a vazão. Para variar os intervalos de medição de potência é possível alterar (com o uso de uma relação externa de transmissão, por exemplo) a rotação aplicada no dinamômetro, variando a potência com o cubo da velocidade de rotação, segundo a equação 1. Considerando-se que é um equipamento seguro e atende aos requisitos de controle de carga, pode-se avaliar o preço. Para um rotor e voluta não otimizados (simplificação geométrica para fácil usinagem) em termos de eficiência e sim de custo e capacidade de consumir potência de eixo, é possível construir o equipamento abaixo do valor dos R\$ 1500,00 considerando o valor de material e o custo da usinagem CNC.

Considerando os pontos levantados, e a partir da análise fornecida pela Tabela 1, optou-se por desenvolver o projeto do elemento frenante de um dinamômetro utilizando como base o projeto de bombas centrífugas. Ressalta-se o mecanismo será utilizado como uma máquina geradora para consumo de potência de eixo.

4.1. ESTUDO TEÓRICO

A partir dos cálculos de projeto de bomba centrífuga largamente relatados na literatura (MACINTYRE, 1997) se estabeleceu uma rotina de cálculo para o projeto do rotor e coletor da bomba e dimensionamento de suas características, tendo como principais variáveis de controle a potência consumida, a rotação de funcionamento e as dimensões da bomba. Os demais fatores são ajustados tendo esses como objetivo. O cálculo é executado em MATLAB, tendo instruções ao longo do programa e um anexo para escolhas críticas (no nível mais baixo da programação o que existe são *IFs* e *Elses*, escolhas críticas dependem de discernimento do engenheiro). Por fim, o programa fornece o resultado das dimensões e características geométricas da bomba para as condições apresentadas, que serão posteriormente empregadas para guiar a verificação da operação da bomba através da implementação da simulação em CFD. A rotina de cálculo pode ser visualizada no apêndice A deste relatório e segue a seguinte ordem de execução:

1. Orientação geral quanto a tomada de decisões ao longo do código;
2. Dados de entrada;
3. Escolha do tipo de rotor;
4. Correções de descarga;
5. Rendimento hidráulico;

6. Rendimento total e potência de eixo;
7. Diâmetro do eixo e diâmetro do núcleo de fixação do rotor.
8. Velocidades do fluido e características geométricas da entrada do rotor;
9. Velocidade do fluido e características geométricas da saída do rotor;
10. Projeto do coletor/voluta.

4.2. MODELAGEM CFD

Para se validar os pontos de operação da bomba hidráulica obtida a partir da rotina de cálculo foi utilizada modelagem CFD. O elemento frenante foi simulado no software SimScale para as condições configuradas na rotina calculada em MATLAB. Para correta implementação do projeto, um processo iterativo entre modelagem CFD e rotina de cálculo foi executado. A partir dos resultados da rotina, a geometria era inicialmente testada no código CFD, de forma que os valores nominais alvos do projeto (potência de eixo e rendimento) pudessem ser avaliados. Caso os valores do código CFD se encontrassem fora daqueles esperados pela rotina, uma correção nos parâmetros livres da rotina era implementada para se restabelecer a coerência entre os métodos.

Após os resultados obtidos na simulação validarem os valores obtidos na rotina teórica, obteve-se toda a curva de potência de eixo. Isso foi feito simulando-se alguns pontos específicos: rotação mínima do motor ensaiado, 1700 rpm, rotação para potência máxima do motor a ser ensaiado, 3540 rpm e rotação máxima do motor a ser ensaiado, 4000 rpm. Para cada uma das velocidades de rotação se buscou a potência máxima de eixo consumida, que se dá quando a vazão que o elemento frenante fornece à água é máxima, e a potência mínima, que se dá quando a vazão que o elemento frenante fornece à água é mínima. A alteração da vazão para uma mesma velocidade de rotação se dá por meio de uma válvula de controle de vazão, feito na simulação variando-se as condições de contorno. Acima da vazão máxima que o elemento frenante é capaz de fornecer à água a solução não se estabiliza, pois não é possível resolver as condições propostas, ou seja, a vazão utilizada como máxima é vazão máxima para qual o problema apresentou estabilidade de solução. Com esses 6 pontos e conhecendo-se o comportamento de bombas centrífugas ressaltado pela Equação 1, de que potência varia com o cubo da rotação, extrapolou-se a curva de potência por velocidade de rotação para as demais situações.

As condições de contorno foram adotadas conforme ilustra a Figura 9. Para as paredes sólidas, condições de contorno de não-deslizamento foram empregadas. Para as superfícies das pás, velocidades angulares foram assumidas. Para a entrada, a velocidade média foi fixada, de acordo com a vazão estimada, e a saída foi fixada a pressão manométrica igual a zero. Todos os valores para as condições de contorno são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2: condições de contorno da modelagem CFD.

Rotação [rpm]	Potência Máxima	Potência Mínima
1700	$Q_e = 0,0024[m^3/s]$ $p_s = 0$ $\omega = 178,024$	$Q_e = 0,0001[m^3/s]$ $p_s = 0$ $\omega = 178,024$
3540	$Q_e = 0,0050[m^3/s]$ $p_s = 0$ $\omega = 370,708$	$Q_e = 0,0001[m^3/s]$ $p_s = 0$ $\omega = 370,708$
4000	$Q_e = 0,0057[m^3/s]$ $p_s = 0$ $\omega = 418,879$	$Q_e = 0,0001[m^3/s]$ $p_s = 0$ $\omega = 418,879$

O fluido de trabalho escolhido foi a água. A partir disso e dado que a pressão máxima estimada para a modelagem CFD foi da ordem de 1 MPa, pode-se considerar fluido como incompressível.

Para este problema, se deseja obter a solução em regime permanente, sendo, portanto, fora do escopo quaisquer variações temporais da solução. Assim, optou-se pela inicialização padrão das variáveis da simulação (campo de velocidade, pressão, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação específica) habilitando a função *potential flow initialization*.

Para o controle de resíduos se utilizou o valor de 10^{-6} para todas as variáveis apresentadas nas condições iniciais. Para as demais configurações encontradas na aba *Numerics* se utilizou o padrão do software.

Para o controle da simulação se utilizou o valor de 2000 iterações, 32 processadores e tempo máximo de execução de 10^4 s. Habilitou-se a opção *potential flow initialization*.

Para o controle dos resultados obtidos se utilizaram: força e momento para as superfícies do rotor; média de área para entrada e saída da bomba; cálculo do campo de pressão, velocidade e campo de tensão cisalhante ao longo das paredes, esse último importante para determinar o tamanho de célula computacional para obter o y^+ recomendado para a função de parede empregada.

Para a malha (Figura 10), após análise GCI para o resultado de torque no rotor, se utilizaram $1,3 \times 10^6$ volumes. Utilizou-se o *physics-based meshing* para refinar a malha em regiões de interesse (nas paredes e extremidades dos rotores, além da zona de rotação). Os dados do motor a ser ensaiado podem ser encontrados em Kurilov et al. (2019).

Figura 10: Domínio computacional empregado para solução do problema, mostrando a malha mais refinada próxima às paredes e na extremidade das pás do rotor.



Ressalta-se que nas condições próximas a parede e em zonas críticas de recirculação como as extremidades das pás dos rotores exigem aumento da densidade de malha para que o modelo de turbulência $k-\omega$ SST capture o efeito da camada limite. Foi utilizada função de parede para a camada limite com um valor de y^+ da ordem de 100.

4.2.1. Resultados da Modelagem CFD

Os resultados obtidos ao final da simulação são a variação de pressão da água (que em conjunto com a vazão, como dado de entrada, indica a potência fornecida ao fluido) e o torque sobre o rotor (que em conjunto com a velocidade de rotação do rotor, estipulada como dado inicial, indicou o trabalho mecânico de eixo). Com esse conjunto dos dados se obteve a eficiência da bomba para a condição simulada. Obtendo-se a eficiência da bomba, comparou-se com o valor de eficiência utilizada na rotina em MATLAB.

5. RESULTADOS

5.1. TEÓRICO

Os primeiros resultados encontrados após executar a rotina em MATLAB são as dimensões e características do rotor e coletor da bomba. Elas se encontram resumidas na Tabela 3 e Tabela 4.

Tabela 3: Configurações do rotor.

Diâmetro nominal [mm]	Número de pás	Altura das pás ao centro [mm]	Altura das pás na periferia [mm]	Diâmetro das pás a entrada [mm]
220	5	7,3	2,14	50

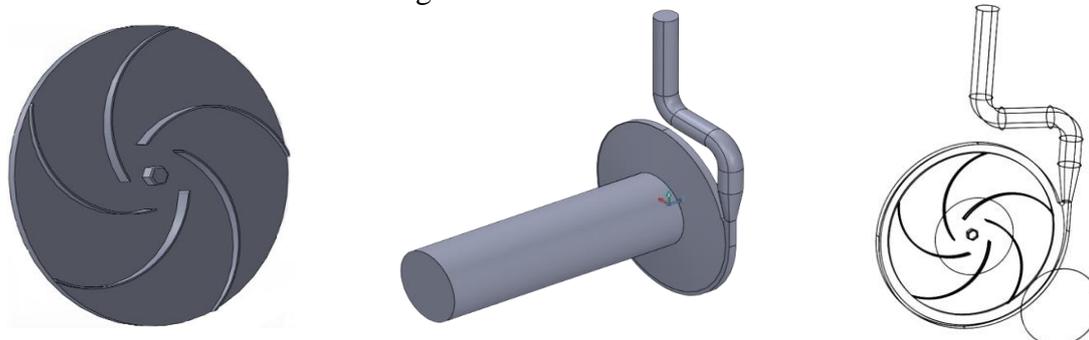
Os resultados obtidos pela rotina demonstram que o rotor, de um ponto de vista de usinagem, apresenta um projeto relativamente simples, dada a geometria, que pode ser vista na Figura 11, que representa a mesma em CAD.

Tabela 4: Configurações do coletor.

Diâmetro nominal [mm]	Largura no centro [mm]	Largura na periferia [mm]	Diâmetro de entrada [mm]	Diâmetro de saída [mm]
254,1	18	10,3	104	30

Os valores estão de acordo com o previsto no início do projeto, considerando-se potência consumida e dimensões. A Figura 11 exibe a geometria final de bomba feita em CAD e que foi posteriormente importada para o software SimScale para simulação.

Figura 11: Desenho da bomba.



O parâmetro Z que corresponde ao número de pás do rotor é um dos poucos que se pode alterar dentro do projeto como uma escolha de engenharia, ou seja, uma escolha que depende apenas da análise crítica do engenheiro. Diminuir o número de pás de 5 (assim como o projeto utilizado na simulação) para 4 influenciaria na largura das pás na ordem de 5% (quanto menor o número de pás, menor a largura) e aumenta os diâmetros tanto de rotor quanto do coletor na ordem de 5% (o que aumentaria custo de material e usinagem). Por tanto, ressalta-se que o cálculo considera uma bomba com menor número de pás menos eficiente devido a maior desvio angular no caminho percorrido pelo fluido, a diferença relativa de eficiência seria da ordem de 8% e necessitaria confirmação em simulação. Assim, aumentar o número de pás (mantendo-se as demais configurações) não seria possível, dado que isso alteraria o inverso do coeficiente de contração para um valor fora do intervalo entre 1,2 e 1,3 e conseqüentemente que os resultados encontrados saíssem do domínio de confiabilidade dos cálculos.

5.2. QUALIDADE DA MALHA

A Tabela 5 apresenta um resumo dos parâmetros empregados, na qual as características analisadas foram os torques impostos sobre o rotor da bomba. A análise de GCI foi feita

utilizando 3 malhas. A malha denominada “Refinada (0)” foi utilizada apenas para termos comparativos com o valor da extrapolação GCI.

A razão de refino estipulada foi da ordem de 1,5. Obteve-se $R21 = 1,49$ (razão de refino entre a malha Refinada (1) e a malha Intermediária (2)) e $R32 = 1,35$ (razão de refino entre a malha Intermediária (2) e a malha Grosseira (3)). O valor de momento extrapolado é de $17,09$ N.m. Com os valores encontrados pode-se assumir a independência de malha, pois a diferença da malha Refinada (1) para o valor extrapolado ou até mesmo o valor de malha mais refinado é próximo da ordem dos 10% do valor obtido com a malha intermediária.

Tabela 5: Resumo da análise GCI.

Malhas	NV (teórico)	NV	hGCI (teórico)	hGCI	Torque de pressão [N.m]	Torque viscoso [N.m]	Torque total [N.m]	Erro numérico [%]
Grosseira (3)	117513	162936	3,17	2,85	15,411	4,576	19,987	16,98
Intermediária (2)	396607	404886	2,12	2,10	14,849	4,598	19,447	13,81
Refinada (1)	1338550	1338550	1,41	1,41	14,365	4,598	18,963	10,99
Refinada (0)	4529779	4529779	0,94	0,94	12,510	4,830	17,340	1,49
Extrapolada							17,086	

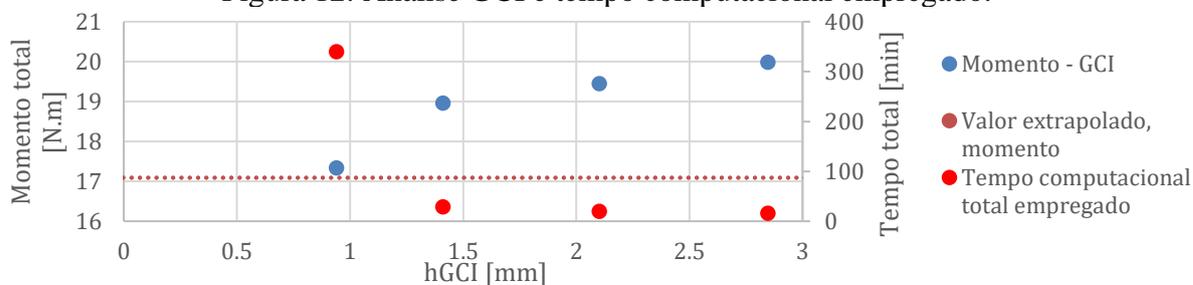
A Tabela 6 resume o tempo computacional empregado nas operações. Utilizou-se 32 unidades computacionais liberadas pela licença acadêmica no software SimScale.

Tabela 6: Resumo do tempo computacional

Malhas	Tempo malha (min)	Tempo simulação (min)
Grosseira (3)	4	12
Intermediária (2)	5	15
Refinada (1)	7	22
Refinada (0)	20	320

Percebe-se a alta variação de tempo empregado. Para malhas pouco refinadas, há pequena diferença entre o tempo empregado para gerar a malha e o tempo de simulação, assim como há pouca diferença de tempo para malhas subsequentes. A maior variação de tempo empregado se dá da malha Refinada (1) para a Refinada (0). Isso se deve a recursos de memória da máquina/plataforma remota utilizada para simulação, sendo o gargalo do sistema. A Figura 12 resume os resultados encontrados na Tabela 5 e Tabela 6.

Figura 12: Análise GCI e tempo computacional empregado.



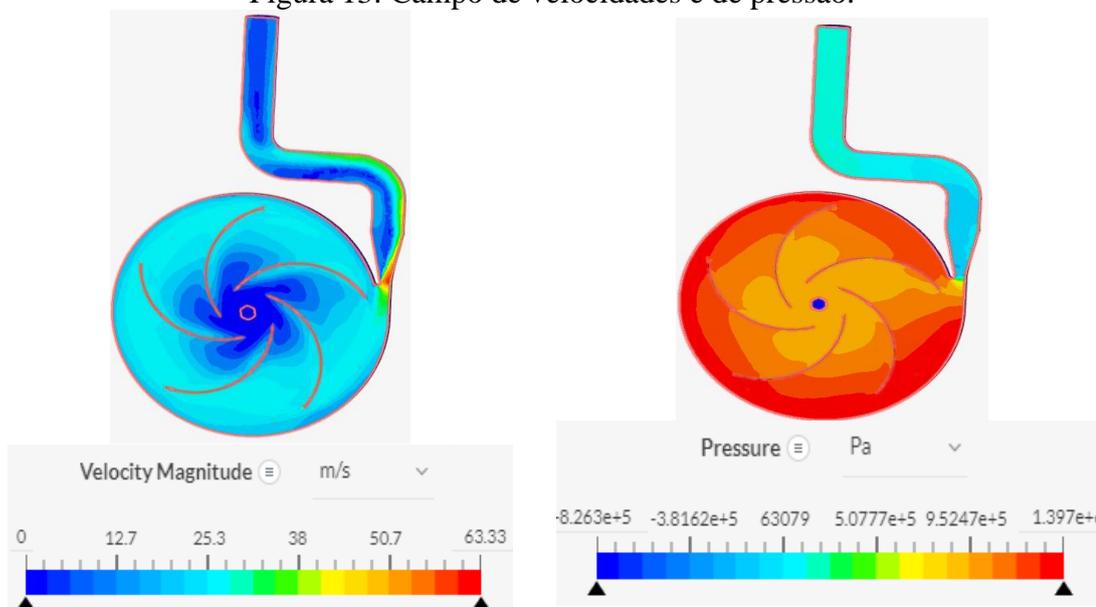
Com o valor obtido para a extrapolação considerou-se uma malha adequada à aplicação no problema a que teve melhor comprometimento entre uso de recurso computacional e apresentou resultado com distorções na ordem dos 10% para o valor de torque imposto ao rotor. Eventuais distorções já foram consideradas no projeto do rotor e o intervalo de potência consumida

ajustado. Assim, para os propósitos dessa simulação se fará uso da malha Refinada (1), pois ela tem um bom comprometimento entre qualidade do resultado e uso de recurso computacional.

5.3. RESULTADOS DA MODELAGEM CFD

Inicialmente, ilustram-se os resultados de campos de pressão e velocidade para o terceiro caso apresentado na Tabela 7. Tais campos são ilustrados pelos gráficos de contorno da Figura 13.

Figura 13: Campo de velocidades e de pressão.



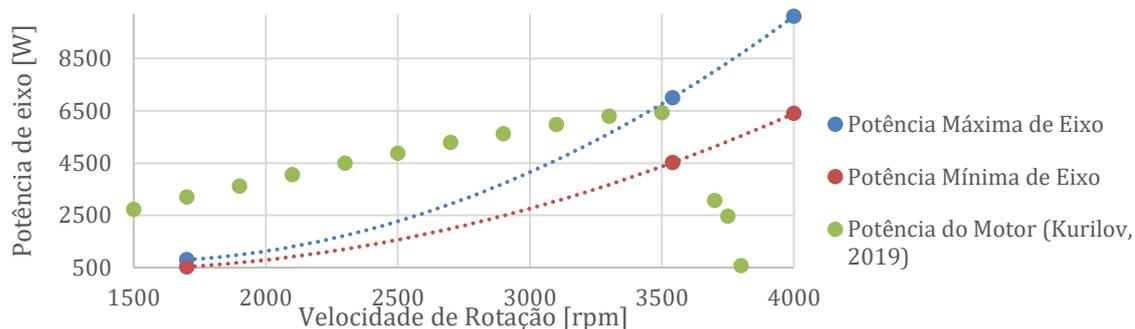
Percebe-se baixas velocidades e pressões ao centro do rotor, ao passo que na extremidade do rotor esses valores são maiores. O valor geral da ordem dos 20 m/s para velocidade do fluido na saída do rotor está de acordo com o previsto pelo cálculo teórico que originou a geometria. Percebe-se que a aceleração do fluido no estreitamento de saída da bomba ocasiona redução da pressão.

Por fim, da simulação computacional se obtiveram as curvas da bomba para potência de eixo e potência útil, calculadas a partir das Equações 2 e 3. Elas estão resumidas na Tabela 7 Figura 14.

Tabela 7: Intervalos de consumo de potência para rotações específicas.

Rotação [rpm]	Vazão [m ³ /s]	Elevação de pressão [MPa]	Potência útil [W]	Torque [N.m]	Potência de Eixo [W]	Eficiência total %
4000	0,0057	1,256	7158	24,15	10116	70,76
4000	0,0001	0,780	78	15,27	6397	1,22
3540	0,0050	0,970	4850	18,90	7006	69,22
3540	0,0001	0,610	61	12,18	4515	1,35
1700	0,0024	0,22	528	4,49	800	66,00
1700	0,0001	0,14	14	2,97	529	2,60

Figura 14: Curvas de consumo de potência da bomba.



Observa-se, extrapolando-se o resultado dos pontos críticos ensaiados para obter a curva de potência de eixo da bomba, que a faixa de potência consumida é de 529 a 10116 W, sendo possível ensaiar o motor Briggs & Stratton S19. Para faixas mais baixas de rotação a potência que o elemento frenante é capaz de consumir é muito menor que a potência gerada pelo motor. Já em altas rotações este comportamento se inverte. Logo, é necessário que haja adequação da rotação entre o eixo do motor e eixo do elemento frenante. Para baixas rotações do motor se deve utilizar uma ampliação (para o eixo do elemento frenante) para que a potência produzida se encaixe dentro do intervalo de medição do elemento frenante (com a variação da vazão/potência controlada por uma válvula), o que para altas rotações deve-se efetuar o procedimento contrário, utilizando uma redução.

6. CONCLUSÃO

Entre os modelos conhecidos de dinamômetros apresentados, após revisão da literatura e levantamento de opções, um modelo de dinamômetro hidráulico foi selecionado para operar como elemento de testagem de motores para competição Baja SAE. O elemento frenante foi projetado utilizando o projeto de bombas centrífugas, optando-se por utilizar essa máquina como uma máquina geradora capaz de consumir potência de eixo. Calculou-se as dimensões iniciais das geometrias se utilizando o MATLAB. As dimensões e características da bomba encontrada a partir da rotina de cálculo foram em seguida testadas e validadas através de simulação CFD no software SIMSCALE. A análise de malha do problema apresentado provou a não influência da discretização na qualidade do resultado final obtido. A geometria desenvolvida é simplificada para fins de usinagem, apresenta nível de segurança satisfatório, necessário para futuras operações em oficina universitária, e um custo dentro dos esperados pela equipe Tchê. Além disso, a geometria encontrada apresenta um grau de complexidade relativamente menor, quando comparado a rotores comerciais. Cumpriu-se o objetivo de projetar um elemento frenante capaz de dissipar a potência do motor Briggs & Stratton S19.

6.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalho de projeto futuro, ressalta-se a necessidade de adequar o valor de rotação entre o motor e bomba através de uma transmissão externa a fim de ajustar as potências às faixas corretas de rotação e, dessa forma, tornar viável a realização do ensaio através do mecanismo de controle de carga (controle da vazão da bomba por meio de válvula de controle).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS. **Introduction to ANSYS Fluent: Lecture 7- Turbulence Modeling**. 2014.

FAKHARUZI, M. H. A. M. et al. **Design and Testing of Inertia Dynamometer for Prototype**. p. 1–10, 2015.

FLACH, P. et al. **The Pump Handbook Series: Centrifugal Pump Handbook**, 1 Ed, 1999.

FLEGLER, L. A.. **Projeto mecânico de um dinamômetro inercial para análise do veículo de alta eficiência energética da equipe UTECO**. 2019.

https://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/11824/1/GP_COEME_2019_02_06.pdf.
Acessado em: 18/02/2022.

GPMOT. **Dinamômetros**, UFSM. 2018.

<http://coral.ufsm.br/gpmot/index.php/dinamometros>
Acessado em: 05/01/2022.

HENN, E. A. L.. **Máquinas de Fluido**, 2 Ed., 2006.

Justino, E.. **Mecânica dos Fluidos: Capítulo 01-Introdução**, 2012.

<https://engineeringfuture.files.wordpress.com/2012/12/mecc3a2nica-dos-fluidos-capitulo-01.pdf>
Acessado em: 16/04/2022.

KSB. **Manual de curvas características**.

http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/daniel/Downloads/Material/Graduacao/IT%20503/MC_A2740_42_44_4P_E_S_5%5B1%5D.pdf
Acessado em: 07/01/2022.

KURILOV, W. et al. **Ensaio em motores de combustão interna: correlação motores Série 19 e 20**. Instituto Mauá de Tecnologia. 2019.

<https://forum.Bajasaebrazil.online/viewtopic.php?t=1272>.
Acessado em: 15/03/2022.

MACYNTERE, Archibald Joseph. **Bombas e Instalações de Bombeamento**, Máquinas Hidráulicas, 2 Ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1997.

MARTYR, A. J.; Plint, M. A.. **Engine Testing**, 3 Ed., 2007.

SAE BRASIL. **Baja Nacional, Histórico**. 2022.

<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>
Acessado em: 15/01/2022.

SALTARA, F.. **Dinâmica dos Fluidos Computacional: Modelos k- ω Standard e SST**.

http://sites.poli.usp.br/d/pme2556/PME2556_aula10.pdf
Acessado em: 12/04/2022.

SIGMMA. **Catálogo Técnico: Bombas Centrífugas Horizontais para Uso Geral**.

<http://www.sigmmabombas.com.br/admin/view/pages/produtos/produtos/produtos.pdf/Cat%C>

3%A1logo%20T%C3%A9cnico_NSE.pdf
Acessado em: 07/01/2022.

SIMSCALE. Advanced Tutorial: Fluid Flow Simulation Through a Centrifugal Pump.
2021. <https://www.simscale.com/docs/tutorials/incompressible-flow-in-centrifugal-pumps/>.
Acessado em 15/02/2022.

VERSTEEG, H. K.; Malalasekera, W.. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*,
2 Ed., 2007.

**VILELA, A. L. C.. Projeto de dinamômetro de cubo de roda para veículos do tipo
Baja e fórmula SAE.** 2018.
<http://repositorio.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10025323.pdf>.
Acessado em: 12/03/2022.

APÊNDICE A (Rotina de cálculo utilizando MATLAB)

```
%UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DU SUL
%Gustavo Henrique da Costa
%TCC
```

```
clc
clear
close all
```

```
%% Em seções do programa que seja necessário interação do usuário e tomadas de decisão, há um símbolo de
"$", utilize o "Find" para achar e rode o programa por seção
```

```
%% Características iniciais
```

```
Q=5*10^-3; % vazão [m³/s]
H=60; % Altura manométrica [m]
Hbrit=H*3.28; % Altura manométrica [ft]
n=3540; % Rotações [rpm]
i=1; % Número de estágios []
g=9.81; % Aceleração da gravidade [m/s²]
gbrit=32.3; % Aceleração da gravidade [ft/s²]
alpha=pi/2; %
```

```
%% Escolha do tipo de rotor
```

```
ns=3.65*n*((Q^(1/2))/((H)^(3/4))); %Rotação específica [rpm]
nq=ns/3.65; %Número característico [rpm]
%ns inferior a 90, trata-se de uma bomba centrífuga pura do tipo lento
%ns entre 90 e 130, trata-se de uma bomba centrífuga pura normal
%ns entre 130 e 220, trata-se de uma bomba centrífuga de tipo rápido
```

```
%% Correção de descarga
```

```
Q1=Q*1.05; %$Correção de descarga
%valor de 3% usual para bombas de grandes descargas e baixa pressão;
%valor de 5% usual para bombas pequenas de média descarga e média elevação;
%valor de 10% usual para bombas de pequenas descargas e altas pressões;
```

```
%% Rendimento Hidráulico
```

```
RH=1-0.8/(Q*15850.323)^(1/4); %Fórmula empírica, a vazão deve estar em [gpm];
```

```
%% Rendimento total arbitrado e potência motriz
```

```
RT=0.65; %$Chute inicial do rendimento total;
N=1000*Q*H/(75*RT); %Chute inicial da potência de eixo [cv];
```

```
%% Diâmetro do eixo
```

```
de=12*(N/n)^(1/3); %Diâmetro do eixo [cm];
def=ceil(de*10+5); %Diâmetro do eixo em mm considerando acréscimo de 5mm para chaveta,
arredonda-se para o inteiro posterior
```

```
%% Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo
```

```
dn=def+2*5; %A escolha é entre 5mm e 15mm de parede, como queremos a menor bomba
possível, escolheremos a menor parede;
```

```
%% Velocidade média na boca de entrada do rotor
```

```
if nq<10
    kr1=0.095;
elseif nq<20
    kr1=0.12;
elseif nq<30
    kr1=0.145;
```

```

elseif nq<40
    krl=0.175;
    else
        disp('Valor de "nq" fora do intervalo calculado pelo programa')
    end
v1=krl*(2*g*H)^(1/2);           %[m/s];

%% Diâmetro da boca de entrada do rotor
d1=((4*Q1/(pi*v1))+(dn/1000)^2)^(1/2)*1000;    %[mm]

%% Diâmetro médio da aresta de entrada
if ns<90
    fator=1.05;
elseif ns<130
    fator=0.925;
elseif nq<30
    fator=0.85;
else
    disp('Valor de "ns" fora do intervalo calculado pelo programa')
end

dml=fator*d1;                   %valor utilizado para bombas lentas [mm]

%% Velocidade meridiana de entrada
if nq<10
    kvm1=0.115;
elseif nq<20
    kvm1=0.1325;
    elseif nq<30
        kvm1=0.160;
elseif nq<40
    kvm1=0.185;
elseif nq<50
    kvm1=0.200;
elseif nq<60
    kvm1=0.2175;
else
    disp('Valor de "nq" fora do intervalo calculado pelo programa')
end

vml=kvm1*(2*g*H)^(1/2);        % [m/s]

%% Velocidade periférica no bordo de entrada
u1=pi*dml*n/60/1000;          % [m/s]

%% Ângulo beta das pás à entrada do rotor
Beta1=atan(vml/u1)            % [radianos]

%% Número de pás e contração à entrada
Beta2p=23*pi/180;             % valor provisório para beta2 [radianos];
d2p1=2.3*dml;                 % valor provisório para d2 do rotor [mm], serve só para critério de escolha de
número de pás;
fator2=d2p1/dml;
Z=5;
%%Consultar anexo para escolha do número de pás utilizando-se o critério de Carlo Malavasi % número máximo
de pás
t1=pi*dml/Z;                   % passo entre pás [mm]
S1=3;                           % Espessura das pás [mm]
% Consulte o anexo para determinar a espessura das pás "S1"
sigma1=S1/sin(Beta1);          % obstrução provocada pela pá [mm]
InvCoeFCont=t1/(t1-sigma1);    % o inverso do coeficiente de contração deve estar compreendido entre 1.2 e 1.3,
ajustar valores de número de pás e espessura para ajuste;

%% Largura da pá à entrada
b1=Q1/(vml*(pi*dml/1000-Z*sigma1/1000))*1000;    %[mm]

%% Grandezas à saída do rotor
if nq<10
    ku2=0.98;
elseif nq<20
    ku2=1.01;
    elseif nq<30
        ku2=1.025;
elseif nq<40
    ku2=1.05;
elseif nq<50
    ku2=1.1;
elseif nq<60
    ku2=1.2;
else
    disp('Valor de "nq" fora do intervalo calculado pelo programa para cálculo do ku2')
end

```

```

u2p=ku2*(2*g*H)^(1/2); %Velocidade periféria à saída sem correção [m/s]
d2p2=60*u2p/(pi*n)*1000; %Diâmetro a saída do rotor [mm]
psi=1.15; %Valor característico para bombas pequenas, sem pás guias, consultar o anexo
He=H/RH; %Correção pelo rendimento hidráulico [m];
Hel=He*(1+(8/3)*(psi/Z)); %[m]

if nq<10
    kvm2=0.085;
elseif nq<20
    kvm2=0.11;
    elseif nq<30
    kvm2=0.13;
elseif nq<40
    kvm2=0.1545;
elseif nq<50
    kvm2=0.1725;
elseif nq<60
    kvm2=0.19;
else
    disp('Valor de "nq" fora do intervalo calculado pelo programa para cálculo do kvm2')
end
%valor para nq entre 10 e 20;
vm2=kvm2*(2*g*H)^(1/2); %Velocidade meridiana de saída [m/s];
Beta2=Beta2p; %Na falta de um critério melhor, se utiliza o sugerido pelo livro

%% Velocidade periférica u2 corrigida
u2=(vm2/(2*tan(Beta2)))+((vm2/(2*tan(Beta2)))^2)+g*Hel)^(1/2);

%% Correção do diâmetro de saída do rotor
d2=60*u2/(pi*n)*1000;

%% Largura das pás na saída
t2=pi*d2/Z; %Passo [mm]
sigma2=S1/sin(Beta2); %Obstrução
coefcontr=(t2-sigma2)/t2; %Coeficiente de contração
b2=Q1/(pi*(d2/1000)*vm2*coefcontr)*1000; %Largura das pás a saída [mm]

%% Projeto do coletor

nsus=ns*14.15;
%Para os valores a seguir, consultar o gráfico no final do anexo
kv01=0.5; %Gráfico$
alphavol=4.75; %Gráfico$
razd=5.5; %Gráfico$, razão entre os diâmetros
v3brit=kv01*(2*gbrit*Hbrit)^0.5; %[ft/s]
v3=v3brit*0.3048; %[m/s]

blinha1=b2+S1; %Início do cálculo da largura da voluta considerando que a espessura dos
discos de um rotor semi-aberto é a mesma das pás$
b3=2*blinha1; %Largura da voluta na saída [mm]
blinha2=b1+S1; %Início do cálculo da largura da voluta considerando que a espessura dos
discos de um rotor semi-aberto é a mesma das pás$
b4=2*blinha2; %Largura da voluta na entrada [mm]
d3=1.092*d2; %Círculo base para o traçado gráfico da voluta [mm]
dv=d2+5; %Diâmetro de abertura para encaixar o rotor no caracol [mm]

di45=((Q1/8)/(b3/1000)/v3)+d3/1000)*1000; %Diâmetro da voluta a 1/8 de volta;
di90=((2*Q1/8)/(b3/1000)/v3)+d3/1000)*1000; %Diâmetro da voluta a 2/8 de volta;
di135=((3*Q1/8)/(b3/1000)/v3)+d3/1000)*1000; %Diâmetro da voluta a 3/8 de volta;
di180=((4*Q1/8)/(b3/1000)/v3)+d3/1000)*1000; %Diâmetro da voluta a 4/8 de volta;
di225=((5*Q1/8)/(b3/1000)/v3)+d3/1000)*1000; %Diâmetro da voluta a 5/8 de volta;
di270=((6*Q1/8)/(b3/1000)/v3)+d3/1000)*1000; %Diâmetro da voluta a 6/8 de volta;
di315=((7*Q1/8)/(b3/1000)/v3)+d3/1000)*1000; %Diâmetro da voluta a 7/8 de volta;
di360=((8*Q1/8)/(b3/1000)/v3)+d3/1000)*1000; %Diâmetro da voluta a 8/8 de volta;

```

Tabela 8: valores encontrados executando-se a rotina.

alpha1	1.5708	di315	266.0557	N	6.1538
alphavol	4.7500	di360	269.7757	nq	11.6111
b1	8.8743	di45	243.7357	ns	42.3807
b2	2.1331	di90	247.4557	nsus	599.6863
b3	10.2663	dm1	52.7466	psi	1.1500
b4	23.7485	dn	30	Q	0.0050
Beta1	0.4353	dv	224.7946	Q1	0.0053
Beta2	0.4014	fator	1.0500	razd	5.5000
Beta2p	0.4014	fator2	2.3000	RH	0.7319
blinha1	5.1331	g	9.8100	RT	0.6500
blinha2	11.8743	gbrit	32.3000	S1	3
coefcontr	0.9444	H	60	sigma1	7.1151
d1	50.2349	Hbrit	196.8000	sigma2	7.6779
d2	219.7946	He	81.9813	t1	33.1417
d2p1	121.3172	He1	132.2631	t2	138.1010
d2p2	186.9582	i	1	u1	9.7768
d3	240.0157	InvCoefCont	1.2734	u2	40.7398
de	1.4429	kr1	0.1200	u2p	34.6535
def	20	ku2	1.0100	v1	4.1172
di135	251.1757	kvm1	0.1325	v3	17.1836
di180	254.8957	kvm2	0.1100	v3brit	56.3766
di225	258.6157	kvol	0.5000	vm1	4.5461
di270	262.3357	n	3540	vm2	3.7741
				Z	5

Cada um dos valores é legendado dentro do programa.

ANEXO

ORIENTAÇÕES GERAIS PARA ESCOLHAS DENTRO DO PROGRAMA

A fonte das figuras e tabelas aqui referidas são o MACYNTERE.

Escolha do número de pás Z , para ajudar, $d2/dm1=fator2$ já foi calculado no programa. A sugestão pode ser aceita ou não, dependendo do valor do inverso do coeficiente de contração, que deve ser compreendido entre 1,2 e 1,3, caso não aconteça, ajusta-se o número de pás e a espessura.

2.º Para alturas de elevação pequenas e médias e para $\frac{d_2}{d_{m1}} = 1,4$ a 2 e β_2 de 15° a 35°, temos

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

3.º Para alturas de elevação grandes e para $\frac{d_2}{d_{m1}} = 1,8$ a 2,5 e β_2 de 22°30' a 45°, temos

$\beta_2 = 22^\circ30'$ a 30°	30° a 35°	35° a 45°
$Z = 6$ a 7 pás	$Z = 8$ a 9	$Z = 9$ a 10

Seleção da espessura das pás, deve ser ajustada pensando no inverso do coeficiente de contração, que deve estar compreendido entre 1,2 e 1,3

Obstrução devida à espessura das pás à entrada

- A espessura das pás à entrada, dependendo do material do rotor, pode ser de:
- 3 a 4 mm para rotores pequenos ($d_2 < 30$ cm).
 - 5 a 7 mm para rotores com d_2 de 30 a 50 cm.

Já vimos que a pá sendo inclinada do ângulo β_1 produzirá uma obstrução igual a

Escolha do PSI

onde $\psi = 0,8$ a $1,0$ para bombas com pás guias, sendo o valor menor para bombas pequenas e $\psi = 1,1$ a $1,2$ para bombas pequenas sem pás guias.

