

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**EGON HENRIQUE FELÍCIO**

**ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE  $\text{SCO}_2$  EM BOMBAS  
CENTRÍFUGAS DA MARCA IMBIL DO MODELO ANP**

**CURITIBA**

**2022**

**EGON HENRIQUE FELÍCIO**

**ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE  $\text{SCO}_2$  EM BOMBAS  
CENTRÍFUGAS DA MARCA IMBIL DE MODELO ANP**

**Numerical analysis of  $\text{SCO}_2$  flow in ANP IMBIL centrifugal pump**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).  
Orientador: Doutor Paulo Henrique Dias dos Santos.

**CURITIBA**

**2022**



[4.0 International](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**EGON HENRIQUE FELÍCIO**

**ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO DE  $\text{SCO}_2$  EM BOMBA  
CENTRÍFUGA DA MARCA IMBIL DO MODELO ANP**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 24 / Junho /2022

---

Eduardo Matos Germer  
Doutor em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR)

---

Moisés Alves Marcelino Neto  
Doutor em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR)

---

Paulo Henrique Dias dos Santos  
Doutor em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR)

**CURITIBA**

**2022**

## RESUMO

Uma bomba centrífuga é uma turbo-máquina com grande aplicação industrial, que pode ser utilizada para transporte ou aumento de pressão de fluidos não compressivos. O fluido mais comum utilizado nas bombas centrífugas é a água e os fabricantes desses equipamentos fornecem parâmetros como altura de elevação e potência consumida em função da vazão a uma certa rotação através de catálogos. Entretanto, os dados fornecidos pelos fabricantes são geralmente obtidos para a água. Se o fluido utilizado não for a água ocorre uma degradação no desempenho das bombas. Neste contexto, o presente trabalho apresenta uma análise numérica do escoamento de CO<sub>2</sub> no estado supercrítico (SCO<sub>2</sub>) em uma bomba centrífuga radial. O SCO<sub>2</sub> no estado supercrítico possui características de um líquido e/ou gás, ou seja, densidade de um líquido e volume específico de um gás. A simulação numérica do escoamento de SCO<sub>2</sub> será realizada no *software* ANSYS CFX (2021), versão *student*. Os resultados numéricos serão gerados e comparados a partir de informações técnicas de uma bomba centrífuga comercial da marca IMBIL do modelo APN. Seguindo catálogo de aplicação do produto a vazão irá variar de 0 a 210m<sup>3</sup>/h. Os dados de entrada como pressão e temperatura será de 8,3 MPa e de 40°C, para garantir que o CO<sub>2</sub> esteja na região supercrítica. Por fim o modelo numérico semelhante a bomba centrífuga IMBIL do modelo ANP gerou resultados próximos aos disponibilizados pela empresa com o uso de água. Todavia os resultados gerados com SCO<sub>2</sub> são estáveis até a vazão de 130m<sup>3</sup>/h e a partir desse ponto existe uma instabilidade na altura de elevação do fluido de trabalho.

Palavras-chave: Bombas centrífugas, CO<sub>2</sub> supercrítico, Escoamento monofásico, Estudo numérico.

## ABSTRACT

A centrifugal pump is a turbomachine with great industrial application, which can be used for transport or pressure increase of non-compressive fluids. The most common fluid used in centrifugal pumps is water and the manufacturers of these equipments provide parameters such as lifting height and power consumed as a function of flow to a certain rotation through catalogs. However, the data provided by the manufacturers are usually obtained for water. If the fluid used is not water, a degradation in pump performance occurs. In this context, the present work presents a numerical analysis of CO<sub>2</sub> flow in the supercritical state (SCO<sub>2</sub>) in a radial centrifugal pump. SCO<sub>2</sub> in the supercritical state has characteristics of a liquid and/or gas, i.e., density of a liquid and specific volume of a gas. The numerical simulation of the Flow of SCO<sub>2</sub> will be performed in *the software* ANSYS CFX (2021), *student version*. The numerical results will be generated and compared from technical information of a commercial centrifugal pump of the IMBIL brand of the APN model. Following product application catalog the flow rate will vary from 0 to 210m<sup>3</sup>/h. Input data such as pressure and temperature will be 8.3 MPa and 40°C to ensure that CO<sub>2</sub> is in the supercritical region. Finally, the numerical model similar to the IMBIL centrifuge pump of the ANP model generated results close to those made available by the company with the use of water. However, the results generated with SCO<sub>2</sub> are stable up to the flow rate of 130m<sup>3</sup>/h and from the point there is instability in the height of lifting the working fluid.

Keywords: Centrifugal pumps, CO<sub>2</sub> supercritical, Single-phase flow, Numerical study.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Imagem de uma bomba centrífuga padrão com seus componentes indicados.....	13
Figura 2 – Curvas características de uma bomba centrífuga.....	14
Figura 3 – Esquema da camada do Pré – sal.....	15
Figura 4 - Transição do CO <sub>2</sub> para o estado supercrítico.....	17
Figura 5 – Diagrama Pressão X Temperatura do CO <sub>2</sub> .....	19
Figura 6 – Propriedades do CO <sub>2</sub> vs. a temperatura como função da pressão ..	20
Figura 7- Região supercrítica do CO <sub>2</sub> .....	21
Figura 8 - Mapa do desempenho do compressor para: (a) 45.000 rpm, (b) 50.000 rpm e (c) 55.000 rpm.....	22
Figura 9 - Stall progressivo característico de um compressor. ....	22
Figura 10 - Linha de Surge de um compressor para diferentes rotações. ....	23
Figura 11 – Simulação na região próxima ao ponto crítico .....	25
Figura 12 - Curvas de performance para rotação de 3000 RPM e pressão de 85 bar.....	28
Figura 13 – Diagrama esquemático da bancada experimental.....	29
Figura 14 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais caso 2. Fluido CO <sub>2</sub> supercrítico a 7,45 MPa e 32,5°C. ....	30
Figura 15 – Sistemas de coordenada inercial (estático) e não-inercial (rotativo) em um elemento rotativo genérico .....	32
Figura 16 – Esquema de uma solução MRF envolvendo partes rotativas e estacionárias .....	38
Figura 17 – Imagem de uma bomba centrífuga radial APN. ....	40
Figura 18– Curvas características das bombas centrífugas modelo ANP .....	40
Figura 19 – Indicação dos pontos de seleção para rotores de diâmetros diferentes.....	41
Figura 20 – Dados de entrada no desenvolvimento do Rotor. ....	42
Figura 21 – Dados de entrada no desenvolvimento da Voluta.....	42
Figura 22 – Resultados Obtidos através dos dados reais de entrada.....	43
Figura 23 – Malha numérica do rotor 1.....	43
Figura 24 – Malha numérica da voluta 1.....	44
Figura 25 – Interface entre Rotor e Voluta. ....	44
Figura 26 – Validação do modelo computacional, utilizando água.....	45
Figura 27 – Bancada de teste .....	47
Figura 28 – Região tabulada para o CO <sub>2</sub> supercrítico .....	48
Figura 29 – Densidade do Gás CO <sub>2</sub> em região supercrítica.....	48
Figura 30 – Validação do modelo utilizando CO <sub>2</sub> supercrítico. ....	49
Figura 31– Resultado da simulação para modelo computacional a 3500RPM.....	50
Figura 32– Resultado da simulação para modelo computacional a 3500RPM e 4000RPM. ....	51
Figura 33 – Resultado da simulação para modelo computacional a 3000RPM, 4500RPM e 5000RPM.....	51
Figura 34 – Comparação da simulação para modelo computacional a 3500RPM, 4000RPM e 5000RPM.....	52

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Esquemático do comportamento das propriedades de um fluido supercrítico. (adaptado de <a href="http://www.extratex-sfi.com/Supercritical">http://www.extratex-sfi.com/Supercritical</a> ) .....	18
Tabela 2 - Condições dos casos avaliados experimentalmente, SCO <sub>2</sub> = CO Supercrítico .....	30
Tabela 3 – Diâmetros dos rotores do modelo computacional.....	42
Tabela 4 - Erro Relativo entre o modelo computacional e a Bomba centrífuga IMBIL.....	46

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

IMBIL	Industrial e manutenção em bombas ITA LTDA
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná



## LISTA DE SÍMBOLOS

$b_1$	altura útil do canal
$b_{eye}$	altura do rotor
BCS	bombas centrífugas submersas
$C_p$	calor específico a pressão constante
$C_{v0}$	aproximação do calor específico obtido para gás ideal
CCS	carbon capture and storage (captura e armazenamento de carbono)
CFD	dinâmica dos fluidos computacional
CHT	<i>conjugate heat transfer</i>
CO <sub>2</sub>	dióxido de carbono
$\Delta p_{rotor}$	ganho de pressão do rotor
$d_b$	diâmetro experimental das bolhas
$e_p$	espessura da pá do rotor
EOR	enhanced oil recovery (recuperação aprimorada de óleo)
$\nabla \varpi_{up}$	gradiente da variável calculada nó
$h$	entalpia estática do fluido
$h_{tot}$	entalpia total
$H$	elevação da bomba
$ip$	ponto de integração
$I_{turb}$	intensidade da turbulência
$k$	equações de transporte de energia cinética turbulenta
$k$	condutividade térmica
$k_{gas}$	compressibilidade térmica
$\square$	
$m_G$	vazão mássica do gás
$\square$	
$m_L$	vazão mássica do líquido
MRF	múltiplos sistemas de referência
$n$	velocidade de rotação em rpm
$p$	Pressão
$p_{abs}$	pressão absoluta
$p_c$	pressão crítica do gás
$P_k$	termo de produção de turbulência
$P_w$	potência consumida
$Q$	vazão de operação
$Q_{des}$	vazão de projeto
$\vec{r}$	vetor posição de uma partícula fluida
$R$	constante dos universal gases

$R_1$	raio de ataque da pá
$R_2$	raio de saída da pá
$R_{eye1}$	raio de topo do rotor
$R_{eye2}$	raio de base do rotor
$R_{in}$	raio de entrada da coroa
$R_{gas}$	constante específica do gás
$R_{out}$	raio de saída da coroa
SCO2	dióxido de carbono supercrítico
$S_E$	geração interna de energia
SST	<i>shear stress transport</i>
$t$	Tempo
$T$	temperatura do fluido
$T_c$	temperatura crítica do gás
$T_{ref}$	temperatura de referência em condição de ebulição e pressão de vapor
$u$	energia interna do gás
$v$	volume específico do fluido
$V_{ref}$	volume específico de referência em condição de ebulição e pressão de vapor
$\vec{v}$	vetor relativo de velocidade, por conveniência substitui o $\vec{V}_{xyz}$
$v^*$	velocidade de atrito
$V_L$	perfil de velocidade
$V_{L,in}$	velocidade média de entrada
$V_{xyz}$	magnitude do vetor velocidade
$\vec{V}_{xyz}$	vetor de velocidade do sistema de coordenadas rotativo.
$\vec{v}_{xyz}$	vetor de velocidade do sistema de coordenadas estático.
$y^+$	distância adimensional do primeiro ponto de cálculo em relação a parede
$\alpha_G$	fração de vazio do gás
$\alpha_L$	fração de vazio do líquido
$\beta_1$	ângulo de ataque da pá
$\beta_2$	ângulo de saída da pá
$\delta_w$	distância mais próxima da parede
$\eta$	eficiência hidráulica
$\theta$	indica o sentido do deslocamento da malha do domínio rotativo
$K_{HR}$	coeficiente que varia dinamicamente
$\mu_{eff}$	viscosidade efetiva
$\mu_l$	viscosidade molecular

$\mu_t$	viscosidade turbulenta
$\rho$	massa específica
$\rho_L$	massa específica do líquido
$\rho_{spec}$	massa específica constante
$\tau_{eff}$	tensor de tensões efetivo
$\omega$	taxa de dissipação específica de turbulência
$\omega_{gas}$	fator acêntrico particular do gás analisado
$\overline{\omega}_{ip}$	variável qualquer advectiva
$\overline{\omega}_{up}$	variável em um nó
$\vec{\Omega}$	vetor de velocidade angular
$\Omega_{SST}$	magnitude do vetor vorticidade

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
<b>1.1</b>	<b>Caracterização do problema.....</b>	<b>14</b>
<b>1.2</b>	<b>Objetivos .....</b>	<b>16</b>
1.2.1	Objetivos específicos.....	16
<b>1.3</b>	<b>Justificativa.....</b>	<b>16</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>17</b>
<b>2.1</b>	<b>Fluidos Supercríticos – SCO<sub>2</sub> .....</b>	<b>17</b>
<b>2.2</b>	<b>Simulação de CO<sub>2</sub> Supercrítico .....</b>	<b>20</b>
<b>2.3</b>	<b>Bombas centrífugas operando com CO<sub>2</sub> supercríticos .....</b>	<b>26</b>
<b>3</b>	<b>MODELAGEM MATEMÁTICA E NUMÉRICA .....</b>	<b>32</b>
<b>3.1</b>	<b>Equações que Representam o Escoamento Monofásico em um Canal Rotativo .....</b>	<b>32</b>
3.1.1	Equações de Estado .....	33
3.1.2	Modelagem da turbulência em escoamento monofásico.....	36
<b>3.2</b>	<b>Solução Numérica .....</b>	<b>38</b>
3.2.1	Solução numérica de escoamento no rotor centrífugo .....	38
<b>3.3</b>	<b>Bomba Centrífuga Comercial (IMBIL modelo ANP).....</b>	<b>39</b>
3.3.1	Escolha da Bomba Centrífuga Radial.....	39
3.3.2	Criação e Validação do modelo computacional utilizando Água .....	41
<b>4</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>47</b>
<b>4.1</b>	<b>Simulação e análise com utilização de CO<sub>2</sub> supercrítico .....</b>	<b>47</b>
<b>4.2</b>	<b>Resultados Do Modelo Computacional .....</b>	<b>49</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>53</b>
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>55</b>

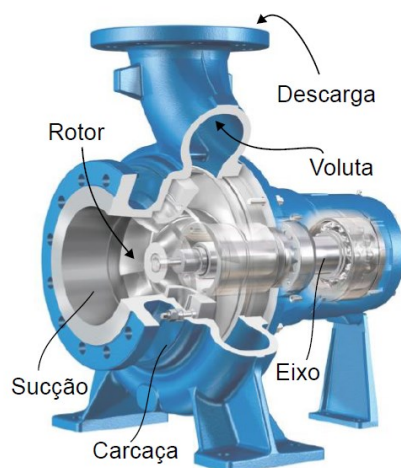
## 1 INTRODUÇÃO

A bomba é a turbo máquina mais antiga de transferência de energia para um fluido que se tem registro. Chama-se de bomba quando o fluido de trabalho envolvido está no estado líquido. Quando o fluido de trabalho é um gás pode ser chamado de ventilador, soprador ou compressor, onde cada turbo máquina tem sua própria característica. (WHITE, 2011).

Bombas centrífugas tem por finalidade transformar energia mecânica em energia cinética e potencial de modo que seja capaz de deslocar certa quantidade fluido. Desta forma, seu uso é geralmente feito para atender as necessidades domésticas, comerciais e industriais, tanto em elevação e distribuição, quanto para promover escoamento através de equipamentos.

Uma bomba centrífuga tem aspectos construtivos bem determinados. Ela é caracterizada por conter basicamente um rotor, uma voluta, uma região de sucção e uma região saída do fluido de trabalho. Na sucção o fluido é direcionado para o rotor que recebe energia mecânica do motor por meio de movimento angular no eixo do rotor, se beneficiando da velocidade do fluido para gerar uma variação de pressão dentro da voluta. A figura 1 ilustra esquematicamente uma bomba centrífuga.

**Figura 1 – Imagem de uma bomba centrífuga padrão com seus componentes indicados.**

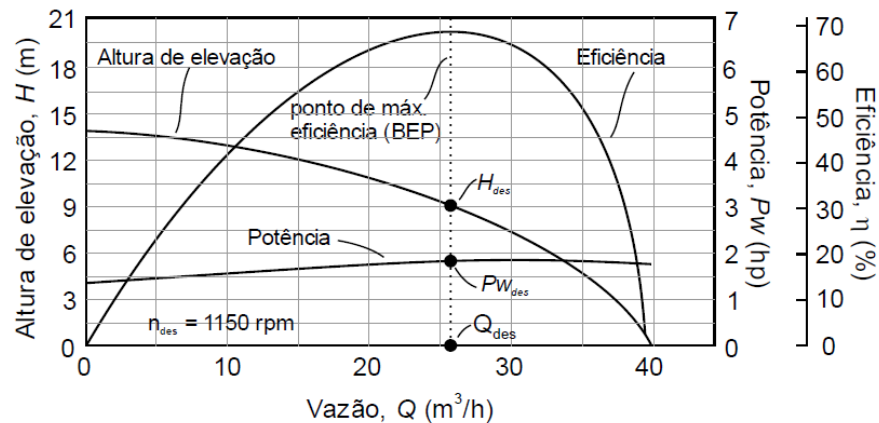


**Fonte: Stel (2018, p.13)**

A figura 2 representa curvas características de bombas que são disponibilizadas pelos fabricantes através de catálogos. Geralmente o projeto apresenta curvas, para uma determinada rotação  $n_{des}$ , em função da vazão de projeto

$Q_{des}$  (sendo o índice “des” relativo a “design do projeto”), e prevê que a bomba opere no ponto de máxima eficiência hidráulica  $\eta$  (BEP, de “Best Efficiency Point”). A partir do ponto de máxima eficiente é obtido a altura de elevação de projeto da bomba  $H_{des}$  e a potência que a bomba consome  $PW_{des}$ .

**Figura 2 – Curvas características de uma bomba centrífuga.**



**Fonte: Adaptado de Stel (2018, p.14)**

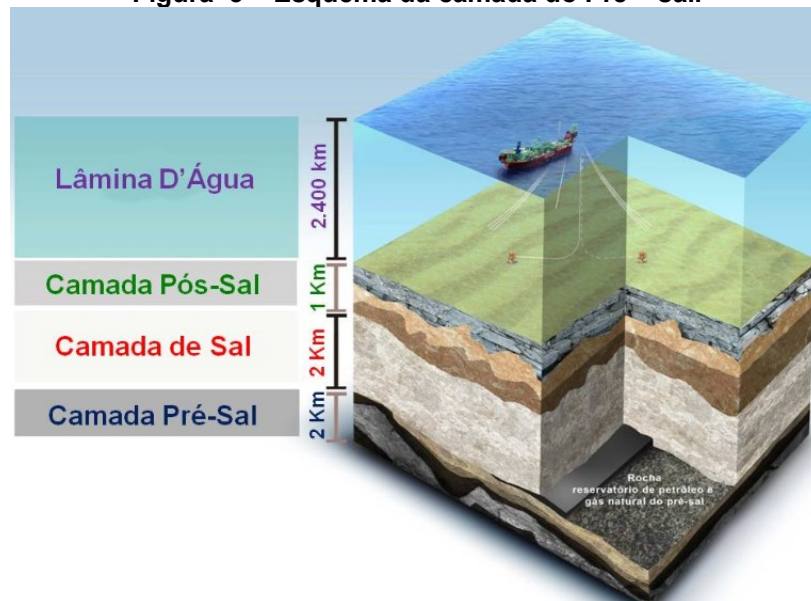
Essas curvas características são construídas baseando-se em dados experimentais, que na maioria dos casos são feitas para o bombeio de água. Quando a bomba trabalha fora das características de projeto pode ocorrer desvios significativos que reduzem o rendimento da bomba. Por exemplo, quando a bomba opera com líquidos de viscosidades elevadas (maiores do que a água) ou quando opera com fluidos voláteis ou até com fluidos instáveis como fluidos supercríticos.

### 1.1 Caracterização do problema

Em 2006 foi descoberta pela PETROBRAS reservas de petróleo nos campos do pré-sal e em 2010 começou a exploração do óleo. Segundo a PETROBRAS, a descoberta do pré-sal está entre as mais importantes em todo o mundo na última década. Essa região é composta por grandes acumulações de óleo leve, de excelente qualidade e com alto valor comercial.

Para descobrir essas reservas e operar com eficiência em águas ultraprofundas (figura 3) se faz necessário o desenvolvimento de tecnologia própria em parceria com fornecedores, universidades e centros de pesquisa. Pois os desafios são muito grandes.

**Figura 3 – Esquema da camada do Pré – sal.**



Fonte: <https://fisicaquanticaeclassicanavida.com/2017/08/07/petroleo/>

Após as primeiras explorações nas reservas dos campos do pré-sal, foi observado que o gás natural produzido apresenta alta concentração de  $\text{CO}_2$ . Geralmente, o  $\text{CO}_2$  escoo até a plataforma e é separado do gás natural e é re-injetado no poço através de um sistema de separação/re-injeção, composto por separadores e um compressor. Esse sistema de separação/re-injeção pode ocupar até 60% da área de uma plataforma. Uma alternativa para evitar que o  $\text{CO}_2$  escoo até a plataforma seria fazer uma re-injeção no leito marinho através de um sistema de re-injeção.

Porém, até o conhecimento do autor, não existem estudos na literatura sobre o uso de sistemas de bombeamento para o transporte de gases densos, por exemplo gás natural rica de  $\text{CO}_2$  que possam ser instalados no leito marinho dos campos do pré-sal, onde as pressões são da ordem de 250 bar. Nestas condições o  $\text{CO}_2$  se encontra na condição supercrítica.

Neste contexto, pode-se pensar em separar o  $\text{CO}_2$  supercrítico do gás natural no leito marinho e reinjetá-lo no poço utilizando um compressor, que seria muito grande e economicamente inviável, ou uma bomba centrífuga. Como o  $\text{CO}_2$  nas condições supercríticas possui características de gases densos, pode ser que o seu bombeio seja viável através de uma bomba, que será muito menor do que um compressor.

Portanto estudar o comportamento do escoamento de  $\text{CO}_2$  supercrítico em bombas centrífugas pode auxiliar na melhoria da técnica de reinjeção utilizadas hoje

em dia. Atualmente as tecnologias disponíveis oferecem alto custo de operação por conta do espaço físico ocupado.

## 1.2 Objetivos

O objetivo do trabalho proposto é analisar numericamente o comportamento do CO<sub>2</sub> na região supercrítica, bombeado por uma bomba centrífuga, cujas condições de entrada é de 8.3 MPa e 32°C e saída livre.

### 1.2.1 Objetivos específicos

- 1- Realizar a implementação e simulação do escoamento do CO<sub>2</sub> supercrítico utilizando o *software* ANSYS-CFX.
- 2- Avaliar quais parâmetros são relevantes para a o comportamento das propriedades termofísicas do CO<sub>2</sub> ao longo do bombeamento.
- 3- Desenvolver e avaliar o comportamento de um modelo computacional semelhante à de uma bomba centrífuga comercial.

## 1.3 Justificativa

Até o conhecimento do autor, apenas o trabalho um trabalho (Kim, 2014) foi encontrado na literatura sobre o estudo numérico de sistemas de bombeamento de CO<sub>2</sub> supercrítico usando bombas centrífugas radiais. A maioria dos estudos numéricos do escoamento de fluidos supercríticos que utilizam CFD são voltados para o escoamento em compressores centrífugos. Logo, o presente trabalho pretende avaliar o comportamento hidrodinâmico e térmico do CO<sub>2</sub> supercrítico escoando em uma bomba centrífuga radial.



## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

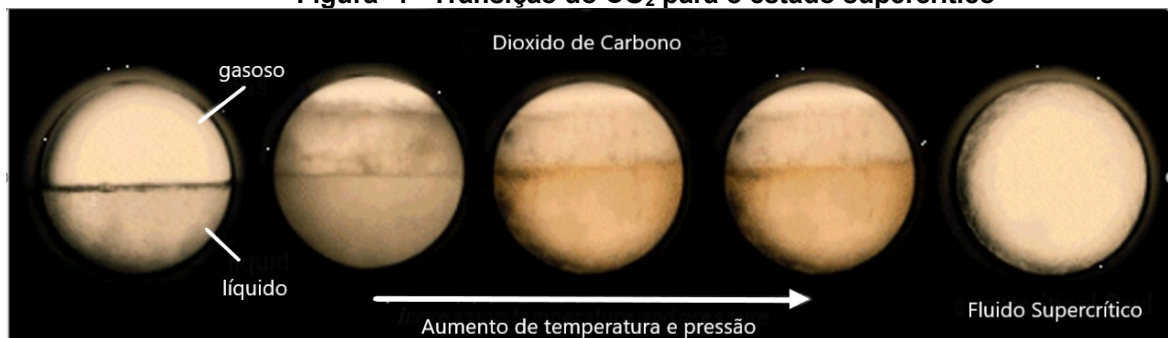
Neste capítulo é apresentada uma fundamentação teórica sobre as propriedades e o comportamento do gás  $\text{CO}_2$  supercrítico, bem como uma revisão bibliográfica sobre simulações computacionais relacionados ao bombeio do  $\text{SCO}_2$ .

### 2.1 Fluidos Supercríticos – $\text{SCO}_2$

Segundo Gupta e Shim (2007), o fluido supercrítico vem despertando interesse em diversos setores como química, biologia, ciência de alimentos, militar, cosméticos, engenharia têxtil, engenharia metalúrgica, indústria de semicondutores, indústria de polímeros, entre outros. Descoberto por Cagniard de la Tour em 1822, os fluidos supercríticos vêm recebendo uma grande atenção ao longo das últimas décadas, que inicialmente eram utilizados para extração de substâncias como óleos, essências, cafeína, etc., e na cromatografia que consiste na separação de compostos polares.

O fluido supercrítico é uma substância com características próprias semelhantes ao do líquido e gás. Portanto é definido como substâncias acima de sua região crítica de temperatura e pressão ( $P_c$  e  $T_c$ ), onde o estado da matéria é compressível, ocupando o volume de um gás, porém, com massa específica próxima de um líquido. Também contam com alta taxa de difusão em relação com partículas sólidas, tornando-o um bom solvente. Outro aspecto importante é a inexistência de uma divisão entre fases, deste modo não apresentam a propriedade de tensão superficial. E para mudanças de fase após o estado supercrítico para líquido ou gás não ocorre troca de calor (NAVEIRO, 2012).

**Figura 4 - Transição do  $\text{CO}_2$  para o estado supercrítico**



Fonte: adaptado de NASA.gov, 2003.

A figura 4 representa a evolução das fases do  $\text{CO}_2$  até atingir o estado supercrítico, onde é evidente o desaparecimento da interface entre o estado líquido e gasoso, formando uma única fase.

Como os fluidos supercríticos não podem ser liquefeitos, mesmo em altas taxas de compressão, a região próxima ao ponto crítica do fluido quando submetida a pequenas alterações de pressão e/ou temperatura podem causar grandes mudanças nas propriedades termofísicas dos fluidos (massa específica, viscosidade, difusividade, calor específico etc.). Consequentemente pode-se dizer que as propriedades dos fluidos supercríticos estão entre as de um gás e de um líquido, como é descrito na tabela 1 em condições de temperatura e pressão de 31°C e 74bar, respectivamente.

**Tabela 1 - Esquemático do comportamento das propriedades de um fluido supercrítico.**  
(adaptado de <http://www.extratex-sfi.com/Supercritical>)

<i>Propriedades</i>	<i>Gás</i>	<i>Supercrítico</i>	<i>Líquido</i>	<i>Sólido</i>
<i>Viscosidade</i>	x	Baixa	Alta	Muito Alta
<i>Difusidade</i>	x	Alta	Baixa	Muito Baixa
<i>Tensão Superficial</i>	x	Inexistente	Alta	x
<i>Compressibilidade</i>	Alta	Alta	Inexistente	x
<i>Densidade</i>	Baixa	Alta	x	x

Fonte: adaptado de <http://www.extratex-sfi.com/Supercritical>, 2019

Com a evolução tecnológica em relação ao uso dos fluidos supercríticos, o setor energético tem se destacado na utilização dos fluidos supercríticos que se mostram econômica, técnica, energética e ambientalmente viável. Aplicações em ciclos de potência (Brayton) para geração de energia (térmica, solar, nuclear e etc.), em ciclos de refrigeração, aprimoramento e recuperação de hidrocarbonetos.

Segundo Willams e Clifford (2000), o CO<sub>2</sub> é muito utilizado por causa do seu baixo custo, por possuir temperatura crítica próxima da temperatura ambiente, por sua abundância na natureza, por sua estabilidade química, não é tóxico e inflamável.

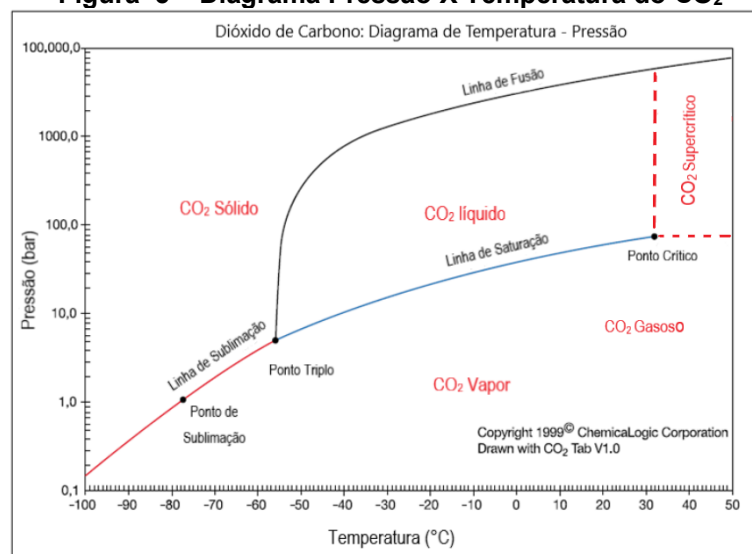
Segundo Span e Wagner (1994), valores de temperatura e pressão críticos para o CO<sub>2</sub> foram encontrados em muitos trabalhos publicados, porém existe uma pequena diferença entre cada uma das pesquisas. Portanto no presente trabalho será admitido valores para CO<sub>2</sub> supercrítico para temperatura crítica de 31,1°C (304,25K) e pressão crítica de 73,9 bar.

A figura 5 mostra o diagrama pressão-temperatura para o CO<sub>2</sub>. Nela pode-se observar as curvas de equilíbrio termodinâmico, o ponto triplo em -56°C e o ponto crítico em 31,1°C. A temperatura e pressão ambiente o CO<sub>2</sub> se encontra no estado gasoso. Quando o CO<sub>2</sub> está a temperaturas menos que -56°C e pressões menores que 5.1 bar pode ocorrer sublimação, ou seja passar do sólido para o gasoso. Para

temperaturas entre o ponto triplo e o ponto crítico o  $\text{CO}_2$  pode ser comprimido e passar do estado gasoso para o líquido desde que as pressões de liquefação sejam alcançadas. O ponto crítico pode ser definido como o maior ponto de temperatura e pressão que mantem o equilíbrio entre o líquido e vapor durante a mudança de fase do  $\text{CO}_2$ .

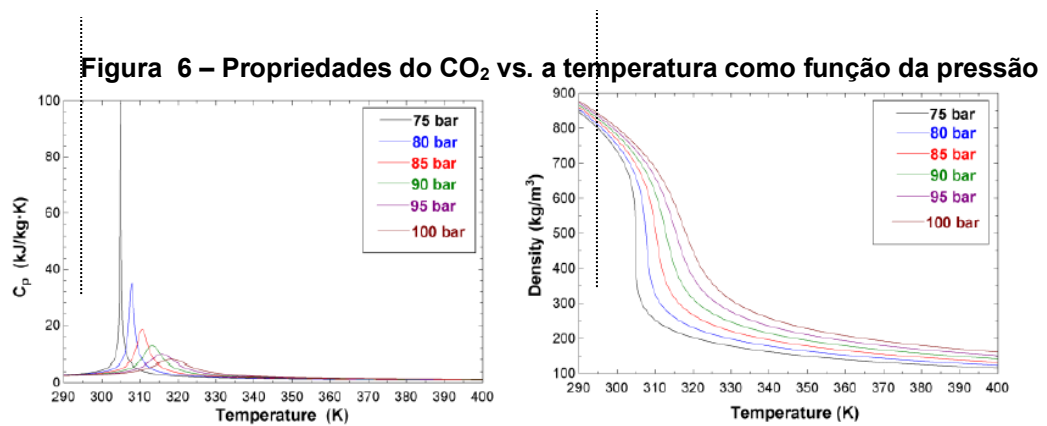
Segundo Monge (2014), a partir do ponto crítico não existe a vaporização convencional ou ainda o estado de gás e líquido não coexistem. Deste modo o  $\text{CO}_2$  entra em uma região supercrítica apresentada na figura 5 e começa a se comportar com propriedades entre o líquido e gás já descrita na tabela 1 anteriormente.

**Figura 5 – Diagrama Pressão X Temperatura do  $\text{CO}_2$**



**Fonte: adaptado Monge, 2014.**

Na figura 6 é apresentada o calor específico ( $c_p$ ) e a massa específica ( $\rho$ ) em função da temperatura para diferentes pressões, todas acima da pressão crítica do  $\text{CO}_2$ . Esta curva foi obtida por Monge (2014) e pode-se observar que as propriedades do  $\text{CO}_2$  são sensíveis a pequenas alterações na temperatura e/ou na pressão. Note que para uma temperatura de 305 K (linha tracejada), um pouco acima da temperatura crítica, ocorre uma expressiva variação tanto no  $c_p$  e a massa específica  $\rho$ . Logo, a determinação das propriedades termofísicas do  $\text{SCO}_2$  não é trivial.



**Fonte: modificado de Monge B., 2014.**

Ainda não existe um teoria completa sobre turbo máquinas operando com fluido supercrítico, as informações disponíveis são baseadas em protótipos e bancadas de testes comerciais, que são para aplicações específicas. A maior parte dos trabalhos revisados são voltados para compressores centrífugos operando com  $\text{SCO}_2$  que contam com resultados experimentais para validarem os modelos numéricos usados nas simulações, como será visto na próxima seção.

## 2.2 Simulação de CO<sub>2</sub> Supercrítico

Em estudos realizados sobre escoamentos de CO<sub>2</sub> no estado supercrítico é comum utilizar os cálculos numéricos por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), a fim de analisar e prever o comportamento das propriedades do fluido e dos fenômenos dentro do escoamento. A maioria dos trabalhos publicados são voltados para o escoamento de CO<sub>2</sub> supercrítico em compressores centrífugos. De acordo com o conhecimento do autor, apenas um trabalho foi publicado com relação ao estudo em CFD de  $\text{SCO}_2$  em uma bomba centrífuga.

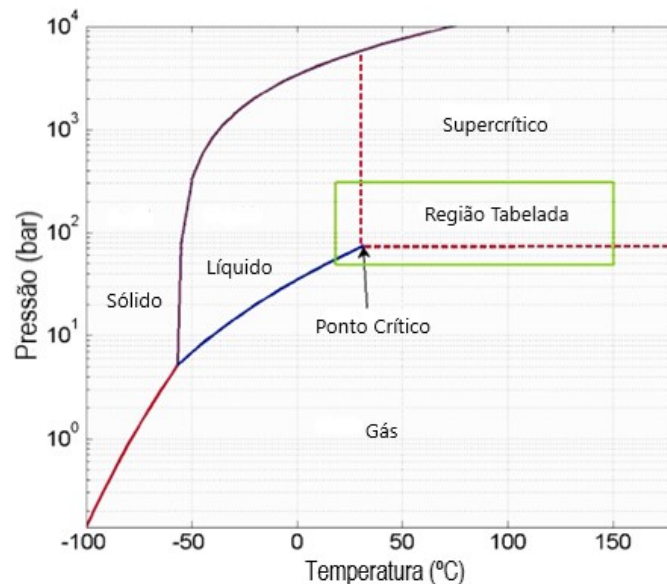
Rinaldi et al (2015) obteve numericamente um mapa de desempenho do compressor centrífugo operando com CO<sub>2</sub> supercrítico, por meio de dinâmica dos fluidos computacional (CFD). O modelo numérico é fundamentado nas equações de conservação em médias de Reynolds para escoamentos de fluidos compressivos. Para o modelo de turbulência utilizado foi o  $\kappa-\omega$  *Shear Stress Transport* (SST). Para modelagem do CO<sub>2</sub> foi considerado um fluido real onde os modelos de gases ideais não se aplicam.

As simulações foram feitas em regime transiente para três diferentes rotações (45.000, 50.000 e 55.000 rpm) e diversas vazões mássicas. Para validar os resultados

numéricos foi utilizado dados experimentais obtido por Wright et al. (2010), que foram feitos no *Sandia National Laboratories – New Mexico/USA*.

Rinaldi et al. (2015) atenuaram as instabilidades numéricas (próximo do ponto crítico e na região supercrítica) criando uma rotina computacional para estimar as propriedades do CO<sub>2</sub> nas condições supercríticas. O código computacional foi implementado pelos autores em linguagem C++ (mais detalhes podem ser encontrados em Rinaldi et al. (2012)) que consiste na técnica de *look-up table*. Nessa técnica ao invés de se determinar as propriedades termofísicas do fluido através de funções matemáticas, é criada uma tabela contendo essas propriedades, a qual é mostrada na figura 7.

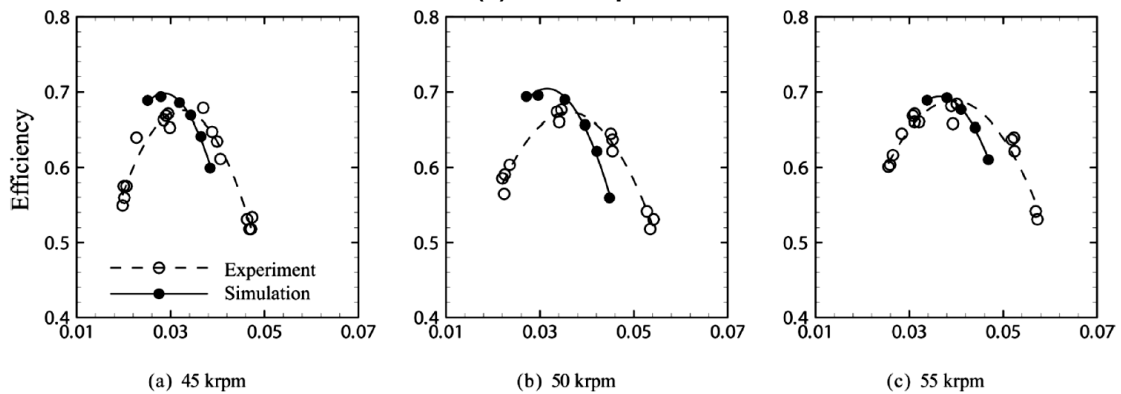
**Figura 7- Região supercrítica do CO2**



**Fonte: adaptada de Ameli et al. 2018b.**

A figura 8 apresenta as curvas de eficiência isentrópica em função da vazão adimensional (*flow coefficient*). Os resultados numéricos de Rinaldi et al. (2015) são comparados com os resultados experimentais de Wright et al. (2010) na figura 2.5 (a) para 45000 rpm, (b) para 50000 rpm e (c) para 55000 rpm.

Figura 8 - Mapa do desempenho do compressor para: (a) 45.000 rpm, (b) 50.000 rpm e (c) 55.000 rpm

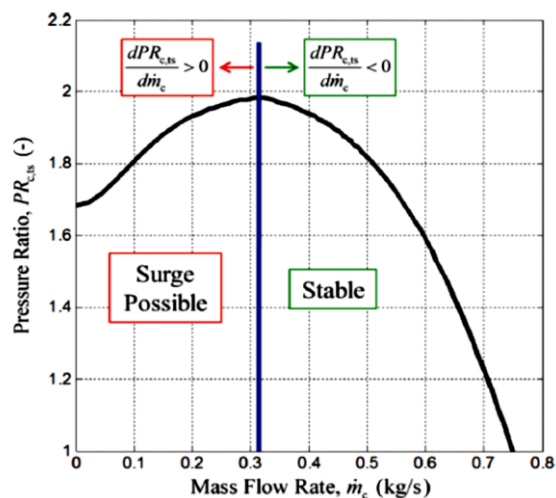


Fonte: adaptado de Rinaldi et al. 2015.

De acordo com os autores seus resultados são coerentes e estão dentro de uma faixa aceitável do ponto de vista de engenharia. Porém nas simulações a vazões mássicas baixas demonstrou a ocorrência do fenômeno de *surge* ou *surging*.

Geralmente o fenômeno *surge* ou *surging* ocorre a vazões mássicas baixas por conta da presença de progressivos *stall*, que é caracterizado pelo deslocamento da camada limite da superfície do perfil aerodinâmico das palhetas do rotor. O fenômeno é bem conhecido na área de compressores centrífugos e Dehner et al. (2016) estudaram esse fenômeno em sistemas de compressão de turbo máquinas usando um modelo termodinâmico.

Figura 9 - Stall progressivo característico de um compressor.



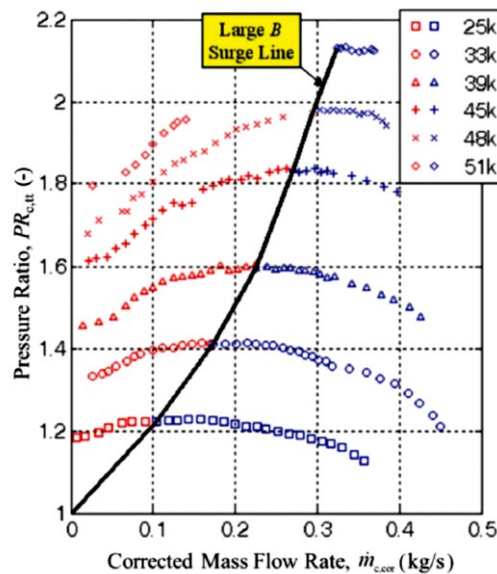
Fonte: adaptado de Dehner et al. 2016.

A figura 9 mostra a variação da razão ( $PR_{c,ts}$ ) entre a pressão total e a pressão estática no compressor em função da vazão mássica ( $\dot{m}_c$ ). Segundo Dehner et al. (2016) a possibilidade de ocorrer o fenômeno de *surge* é quando a inclinação da reta

é positiva (lado esquerdo da linha azul da figura 9) e após o ponto de inflexão da reta as condições se tornar estáveis para inclinação da curva sendo negativa (lado direito da reta azul da figura 9). Portanto para a região com inclinação da curva positiva e com vazões mássicas baixas, existe a possibilidade de ocorrer o fenômeno de *surge*.

No trabalho de Fink (1988) foi analisado por meio de experimentos um turbo compressor centrífugo para aplicação em motores a Diesel para rotações de 25.000 até 51.00 rpm, gerando curvas para a variação da razão ( $PR_{c,tt}$ ) entre as pressões no compressor em função da variação da vazão mássica ( $\dot{m}_{c,cor}$ ). A figura 10 apresenta os resultados de Fink (1988), observa-se uma concordância entre o pontos de inflexão para diferentes rotações, desse modo ao ligar esses pontos foi definindo uma linha, chamada de linha de *surge*.

**Figura 10 - Linha de Surge de um compressor para diferentes rotações.**



Fonte: adaptado de Dehner et al. 2016.

Dehner et al. (2016) utilizou o trabalho Fink (1988) para validar seu modelo matemático afim de prever o fenômeno de *surge* em compressores. Logo Dehner et al. (2016) concluíram que para um sistema de compressão operando com ar como fluido de trabalho o modelo foi capaz de prever o início do *surge*, apesar de contar com algumas incertezas numéricas.

Em Ameli et al. (2018a) foram realizadas simulações numéricas do escoamento interno e o desempenho de um compressor centrífugo. O objetivo deles foi avaliar a precisão do modelo de gás real na simulação numérica de CO<sub>2</sub> na região

supercrítica. Os resultados foram comparados com os dados experimentais disponíveis no trabalho de Wright et al. (2010), feitos no *Sandia National Laboratories – New Mexico/USA*.

Ameli et al. (2018a) utilizaram o ANSYS CFX 17.1 para as simulações numéricas e o modelo numérico foi considerado em regime permanente, no qual foi aplicado a técnica de *Frozen Rotor*, que consiste em definir uma interface entre as zonas estacionárias e rotativas. O modelo numérico é fundamentado nas equações de conservação em médias de Reynolds para escoamentos turbulentos. Para o modelo de turbulência foi utilizado o  $\kappa-\omega$  *Shear Stress Transport* (SST).

Os testes foram realizados na região supercrítica de operação do CO<sub>2</sub>. Na entrada do compressor a variação de temperatura entre 304 e 306 K e uma variação de pressão entre 7,7 e 8,1 MPa. A rotação do compressor centrífugo variou de 25.000 até 60.000 rpm.

Assim como Rinaldi et al. (2015) as instabilidades na simulação próximo do ponto crítico, foram superadas por meio da implementação de uma sub-rotina em linguagem FORTRAN, para gerar uma tabela de propriedades do fluido CO<sub>2</sub>, utilizando a técnica de *look-up table*. Tal tabela é gerada por meio das equações de estado de Span e Wagner (SW EOS), que assumem o CO<sub>2</sub> como uma gás real. Neste caso a técnica de *look-up table* não utilizou função matemática polinomial, comumente usada. Porém, através da sub-rotina criada gerou uma tabela mais abrangente e mais precisa para estimativas das condições termodinâmicas.

Ameli et al. (2018a) concluíram que o modelo adotado para estimar as propriedades do CO<sub>2</sub> supercrítico ou próximo desta região tornou as simulações mais estáveis. Por fim afirmaram que o compressor aumentou seu desempenho quando operou próximo do ponto crítico do CO<sub>2</sub>.

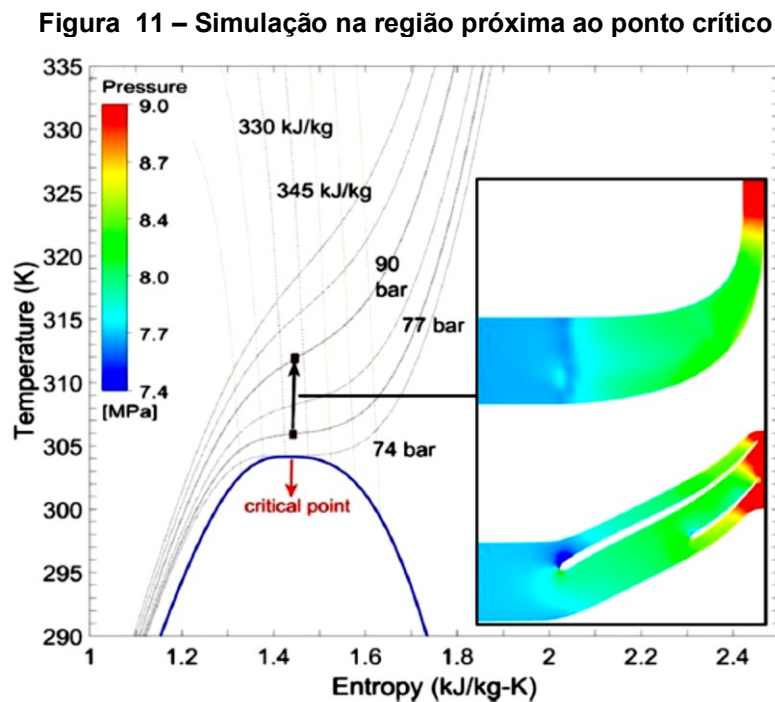
Ameli et al. (2018b) realizou outro estudo, para analisar o comportamento do escoamento de CO<sub>2</sub> supercrítico em um compressor centrífugo. Para este trabalho foi utilizado a metodologia abordada no trabalho feito por Ameli et al. (2018a), que avaliou precisão do modelo de gás real para estimar as propriedades do CO<sub>2</sub> supercrítico. Para validar seus resultados numéricos Ameli et al. (2018b) também utilizou os resultados experimentais disponíveis no trabalho de Wright et al. (2010), feitos no *Sandia National Laboratories – New Mexico/USA*.

Ameli et al. (2018b) também é discutiu a precisão da técnica *look-up table* em relação a estimativa das propriedades do desempenho do compressor. Eles chegaram



à conclusão de que pequenas alterações nas propriedades do CO<sub>2</sub> em regiões próximas ao ponto crítico, oferecem significativas mudanças no desempenho do compressor.

A figura 11 apresenta o diagrama de temperatura em função da entropia, o qual conta com a curvas de pressão afim de observar as mudanças termodinâmicas próximo do ponto crítico. Ameli et al. (2018b) observou que por conta da aceleração do escoamento próximo da pá principal, as propriedades termodinâmicas do CO<sub>2</sub> saem do estado supercrítico e entram na região de mistura, onde pode ocorrer condensação do CO<sub>2</sub>, como destacado na figura 11 que apresenta uma descontinuidade da pressão na linha mais próxima do ponto crítico. Porém, não foi utilizado nenhum modelo pelos autores a fim para simular o fenômeno de condensação, justificam que a necessidade de tal ação é necessário para rotações maiores.



Fonte: adaptado de Ameli et al. 2018b.

Até o conhecimento do autor, Kim et al. (2014) foi o único trabalho voltado ao estudo de CO<sub>2</sub> supercrítico em bombas centrífugas. Ele teve como objetivo avaliar numericamente e experimentalmente a possibilidade de manter o rendimento de uma bomba centrífuga operando com CO<sub>2</sub> supercrítico (fluido compressível), próximo ao rendimento de uma bomba centrífuga operando com líquido (fluido incompressível).

Para as simulações Kim et al. (2014) utilizou o ANSY CFX 14.5, considerou um modelo tridimensional e em regime permanente. Aplicou a técnica e *Frozen Rotor*, a fim de estudar o comportamento do escoamento de CO<sub>2</sub> supercrítico no rotor, no difusor e no tubo de saída de uma bomba centrífuga. O modelo numérico é fundamentado nas equações de conservação em médias de Reynolds para escoamentos turbulentos. Para o modelo de turbulência foi utilizado o  $\kappa-\omega$  *Shear Stress Transport* (SST). O modelo de fluido real foi utilizado para o CO<sub>2</sub>, através da técnica de *look\_up table* para amenizar as instabilidades numéricas próxima ao ponto crítico e na região supercrítica.

Segundo Kim et al. (2014), o modelo numérico utilizado conseguiu bons resultados para simulação prévia com água. Porém para as condições de CO<sub>2</sub> supercrítica o modelo deve ser melhorado, principalmente próximo ao ponto crítico.

Por fim Kim et al. (2014), comenta que seus resultados experimentais não são válidos para as condições do CO<sub>2</sub> próximo do ponto crítico, por conta de possível ocorrência de condensação do CO<sub>2</sub>, fato que também é abordado no trabalho de Ameli et al. (2018b).

### **2.3 Bombas centrífugas operando com CO<sub>2</sub> supercríticos**

Como já visto nas seções anteriores a utilização do CO<sub>2</sub> supercrítico é considerada uma alternativa para várias aplicações industriais, como por exemplo a injeção de CO<sub>2</sub> em condições supercríticas em reservatórios de petróleo (Fujieda & Iwamoto, 2016) ou ainda em sistemas de potência operando no ciclo de Brayton em usinas nucleares (Kim et al., 2014).

Segundo trabalho de Pecnik et al. (2012) os resultados disponíveis de compressores centrífugos em sistemas com CO<sub>2</sub> supercrítico são utilizados como base de dados experimentais para comparação das simulações numéricas. Outro autor que utiliza do mesmo método de referência é Munroe et al. (2009), ele comenta a necessidade de mais trabalhos experimentais a fim de validar os modelos numéricos.

Segundo Bergamini et al. (2011) a maior parte das bombas construídas para CO<sub>2</sub> supercrítico tem como foco operar com substâncias no estado líquido, ele cita as bombas da empresa GE Oil&Gas como o principal exemplo disso.

O trabalho de Fujieda & Iwamoto (2016) discute as vantagens do bombeamento de CO<sub>2</sub> supercrítico dentro dos reservatórios de petróleo trazem.

Primeiro a crescente preocupação com mudanças climáticas força as empresas a contribuírem com medidas de redução de emissão de gases prejudiciais a atmosfera, que nesse caso é o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), um dos responsáveis do efeito estufa. Segundo aumentar a pressão dentro dos reservatórios afim de melhorar a elevação do óleo, conseqüentemente aumentando a produtividade de produção de óleo e gás.

Fujieda & Iwamoto (2016) citam uma instalação com uma bomba centrífuga da fabricante japonesa Ebara, que opera em um processo de coleta de  $\text{CO}_2$  em plantas de GLP. Após os processos de extração, separação e controle de temperatura o  $\text{CO}_2$  no estado supercrítico chega à bomba centrífuga que tem 11 estágios. A bomba então precisa elevar a pressão do  $\text{SCO}_2$  cerca de 13 MPa, seguindo a norma API 610. Os rotores foram especialmente dimensionados para operar com  $\text{CO}_2$  supercrítico. Um dos pontos críticos do sistema é o selo da bomba que por conta de o conteúdo interno estar a uma pressão muito maior que a pressão externa pode ocorrer vazamento, afim de minimizar tal efeito foram utilizados selos a gás seco.

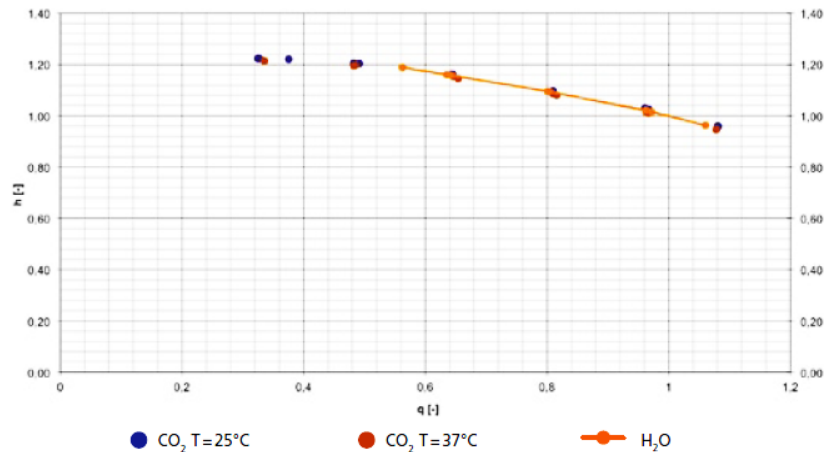
Segundo Fujieda & Iwamoto (2016) no processo de iniciação e término deve-se ter muito cuidado pois é um operação complexa, onde vários erros foram encontrados e estudos separadamente até encontrar formas de corrigi-las e tornar possível a operação do sistema com estabilidade e dentro das condições desejadas. Eles dizem que é necessário garantir que a bomba esteja toda preenchida com  $\text{CO}_2$  supercrítico a uma pressão igual no sistema todo, deste modo evitando uma expansão adiabática do fluido que pode congelar o  $\text{CO}_2$  obstruindo válvulas e as tubulações.

A fabricante de equipamentos KSB afirma que um bomba centrífuga economiza cerca de 23% da energia necessário para o funcionamento do sistema se comparado com sistemas com compressor centrífugo, com  $\text{SCO}_2$  (fluido de trabalho). Para a KSB a menor temperatura de operação que implica na menor perda de calor gerando menores tensões de origem térmica no maquinário, KSB (2013).

A KSB disponibiliza catálogos que são avaliados em laboratório de testes de  $\text{CO}_2$  supercríticos, a temperatura, pressão e outras variáveis controladas. Tal laboratório conta com uma bomba de um único estágio com rotor dimensionado especialmente para o  $\text{CO}_2$  supercrítico. A bancada realiza testes experimentais de até 100 bar de pressão, vale ressaltar que por conta dessa pressão é utilizado selos mecânicos duplos com controle de pressão afim de evitar vazamentos. Por segurança o laboratório com detectores de  $\text{CO}_2$ .

A figura 12 apresenta resultados disponíveis no catálogo da KSB. São levantados a curva de desempenho com pressão de 85 bar e rotação de 3000 rpm. Para efeito de comparação são realizados testes com água representado pela linha laranja com ponto, com CO<sub>2</sub> no estado líquido com temperatura de 25°C representado por um ponto azul e CO<sub>2</sub> no estado supercrítico com temperatura de 37° representado por um ponto vermelho.

**Figura 12 - Curvas de performance para rotação de 3000 RPM e pressão de 85 bar.**

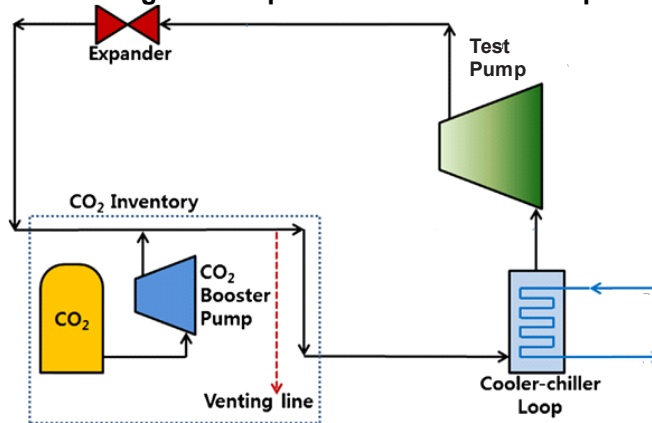


**Fonte: adaptado de KSB, 2013.**

Nos trabalhos de Lee et al. (2013) e Kim et al. (2014) os estudos foram voltados para aplicação de CO<sub>2</sub> supercrítico em sistemas de ciclo de potência de uma usina nuclear. Utilizou uma bancada de testes com bomba centrífuga. Os testes realizados tinham a intenção de validar um código desenvolvido por um grupo de pesquisadores sul coreano, os quais tinham a intenção de simular o ciclo de potência nuclear citado.

A bancada utilizou uma bomba centrífuga submersa, por apresentar baixa ocorrência de vazamentos e ser utilizada em plantas de energia nuclear. A bomba era de único estágio com um motor de 26 kW. A pressão de operação foi utilizada a 10 MPa, entretanto suportava até 15 MPa. Para o bombeamento de SCO<sub>2</sub> é importante baixas temperaturas afim de manter a eficiência da bomba, por conta disto a bancada conta com um sistema de refrigeração senoidal. A figura 13 apresenta o diagrama esquemático da bancada:

Figura 13 – Diagrama esquemático da bancada experimental.



Fonte: adaptado de Kim et al, 2014.

A figura 13 ainda mostra que a bancada contou com uma bomba do tipo *booster* para a injeção do  $\text{CO}_2$  no sistema e um bomba de vácuo para retirar o gases indesejados. A operação do *booster* e da bomba de vácuo permitem que se chegue as condições de pressão desejadas no início do experimento.

Para Lee et al. (2013) conseguir atingir as condições de operação definidas é complexa devido a sensibilidade das propriedades do  $\text{CO}_2$  próximo ao ponto crítico. Outra dificuldade é a perda de calor da bomba principal, que ocorre por conta de sua carcaça metálica e o grande área de contato com o meio externo.

Já para Kim et al. (2014) a bancada se comporta muito bem do ponto de vista de vibrações e ruídos, oferecendo boa instabilidade para um grande faixa de operação, principalmente em regiões onde ocorrem mudanças de fase.

Kim et al. (2014) utilizou os resultados experimentais da bancada para compará-los com resultados obtidos por meio do software CFX. Um dos objetivos é avaliar o design e desempenho da bomba, de modo a sugerir melhorias.

Para isso foi apresentada uma metodologia para análise numérica de fluidos supercríticos dentro de máquinas de fluxo. As propriedades termo físicas do fluido variam com o tempo e a região ao longo da bomba, desta forma as simulações foram alimentadas com propriedades termo físicas a partir do software REFPROP, até que a simulação alcança se o regime permanente, mais detalhes podem ser encontrados em Kim et al. (2014). Para formar a malha numérica para a simulação foi utilizado um modelo de CAD fornecido pelo fabricante da bomba.

As simulações foram realizadas com a bomba operando a uma rotação de 4620 rpm, com um tempo de operação igual a 10 minutos. A tabela 2 apresenta dados experimentais da fabricante da bom KSB onde o últimos experimento foi realizado em

outro laboratório da empresa. As simulações foram comparadas com os resultados obtidos através dessas condições.

**Tabela 2 - Condições dos casos avaliados experimentalmente, SCO<sub>2</sub> = CO Supercrítico**

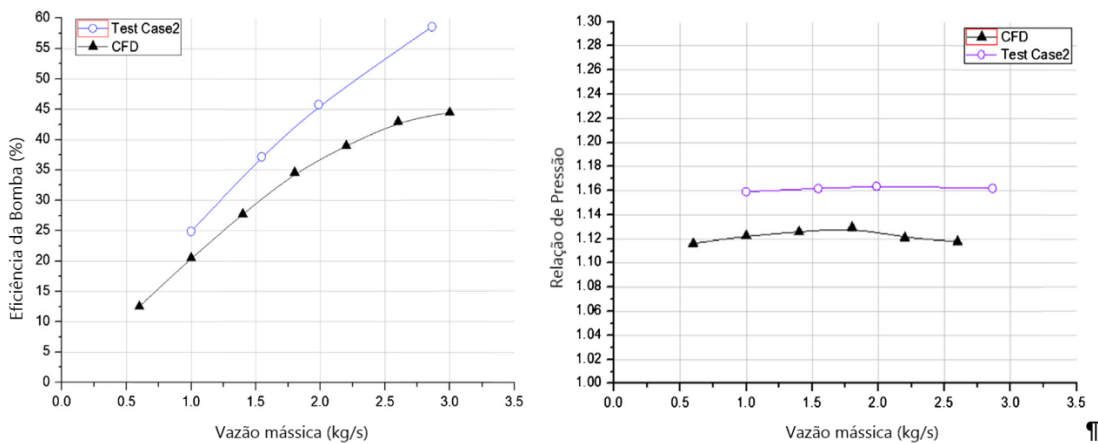
Caso	Fluido	Pressão de entrada [MPa]	Temperatura de entrada [°C]
1	SCO <sub>2</sub>	8,3000	40,0
2	SCO <sub>2</sub>	7,4500	32,5
3	Água	0,1013	7,0

Fonte: adaptado de Kim et al. 2014.

Como já discutido anteriormente a propriedades do CO<sub>2</sub> próximo do ponto crítico é sensível a pequenas mudanças de temperatura de pressão. Nos testes de Kim et al. (2014) o caso 1 (tabela 2) apresenta valores de 8,3 MPa e 40°C que indica uma região supercrítica e afastada do ponto crítico. Já o caso 2 apresenta 7,45 MPa e 32,5°C que está muito próximo ao ponto crítico, justamente para avaliar esta região de transição do CO<sub>2</sub>. Enquanto no caso 3 a água está a 1 atm. aproximadamente e 7°C.

Os resultados dos três casos apresentaram boa correlação entre os dados experimentais e os resultados numéricos. Como esperado quando o fluido aproxima se do ponto crítico ocorre variação das propriedades do CO<sub>2</sub>. A figura 14 apresenta o caso 2 que está próximo ao ponto crítico, na curva de eficiência da bomba em função da vazão mássica pode se observar um desvio dos dados experimentais para a simulação, bem como a relação de pressão em função da vazão mássica.

**Figura 14 – Comparação dos resultados numéricos e experimentais caso 2. Fluido CO<sub>2</sub> supercrítico a 7,45 MPa e 32,5°C.**



Fonte: adaptado de Kim et al. 2014.

Conforme os resultados de Kim et al. (2014) a eficiência da bomba centrífuga é influenciada por temperaturas elevadas, semelhante a trabalhos revisados anteriormente. Este fato está diretamente ligado a queda da massa específica do fluido.

De acordo com o autor deste trabalho o uso do CO<sub>2</sub> supercrítico demonstra vantagens em relação a outros fluidos convencionais, para aplicações industriais. Pode ser utilizado como fluido de trabalho supercrítico para gerar energia ou aumentar a produção de óleo e gás, conseqüentemente incentivando a reciclagem do mesmo, contribuindo com a redução de impactos ambientais (efeito estufa) e problemas de armazenamento que aumentam custo de produção.

Portanto as tecnologia tradicionais do CO<sub>2</sub> no estado supercríticos (EOR e CCS) quando aplicadas se tornam inviáveis, complexas e custosas. Por ocupar grandes áreas e muitos equipamentos para o processamento do gás e ainda exigir equipamentos capazes de operar a grandes profundidades, no fundo do mar em meio salino, torna o processo caro e complexo. Por fim é necessário que mais trabalhos sejam realizados sobre turbo máquinas operando com CO<sub>2</sub> supercrítico, principalmente bombas centrífugas, e espera que o presente trabalho possa contribuir com a literatura da área.

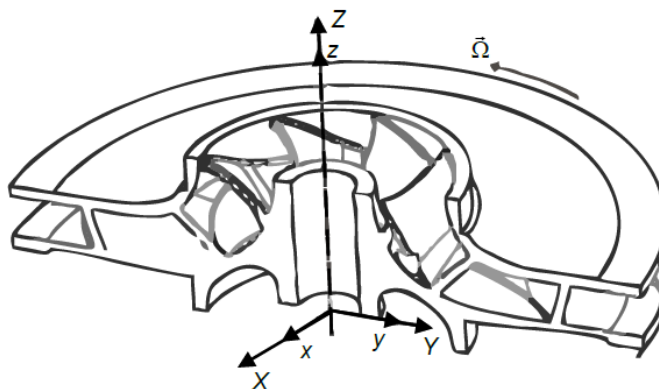
### 3 MODELAGEM MATEMÁTICA E NUMÉRICA

Neste capítulo será abordada a metodologia numérica aplicada para a solução do escoamento de CO<sub>2</sub> supercrítico a altas pressões em uma bomba centrífuga, por meio de dinâmica dos fluidos computacional. Primeiro são apresentadas as equações de transporte que governam o problema, bem como os modelos termodinâmicos usados para caracterização dos gases nas diferentes condições assumidas. Em seguida é mostrado de forma resumida o método de solução numérica para a resolução das equações governantes, o domínio da bomba centrífuga e um resultado prévio.

#### 3.1 Equações que Representam o Escoamento Monofásico em um Canal Rotativo

Nesta seção são apresentadas as equações governantes para a modelagem do escoamento monofásico em um sistema rotativo. A figura 15 apresenta um rotor esquemático, na qual os sistemas de referências são aplicados: um sistema rotativo (ou não-inercial) indicados pelos índices de  $(x,y,z)$  e para um sistema inercial (ou estático) indicados pelos índices de  $(X,Y,Z)$ .

**Figura 15 – Sistemas de coordenada inercial (estático) e não-inercial (rotativo) em um elemento rotativo genérico**



Fonte: adaptado de STEL, 2018.

O fluido de trabalho é newtoniano com viscosidade constante e o escoamento é turbulento. Para o modelo de turbulência do escoamento, as equações governantes são modeladas em médias de Reynolds e o tensor de Reynolds é estimado usando a hipótese de Boussinesq. Toda essa metodologia de tratamento das equações para o escoamento turbulento é baseada no trabalho de Wilcox (1998).



As equações de conservação podem ser descritas para um sistema não-inercial (rotativo). A equação da continuidade é representada pela equação (3.1), a equação da conservação da quantidade de movimento é representada pela equação (3.2) e a equação da conservação de energia é representada pela equação (3.3).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{V}_{xyz}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz} \vec{V}_{xyz}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau_{eff}) - 2\rho \cdot (\vec{\Omega} \times \vec{V}_{xyz}) - \rho \cdot \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz} h_{tot}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{V}_{xyz} \cdot \tau_{eff}) + S_E, \quad (3.3)$$

onde:  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $t$  é o tempo,  $p$  é a pressão,  $\vec{V}_{xyz}$  é o vetor da velocidade relativa,  $\vec{\Omega}$  é o vetor de velocidade angular,  $\vec{r}$  é o vetor posição de uma partícula fluida,  $\tau_{eff}$  é tensor de tensões efetivo a viscosidade efetiva do fluido,  $T$  é a temperatura,  $k$  é a condutividade térmica,  $h_{tot}$  é a entalpia total,  $S_E$  é um termo fonte que contempla a geração interna de calor e outras fontes de energia.

O tensor de tensão efetivo,  $\tau_{eff}$ , contempla os efeitos laminar e turbulento, e é definido como  $\tau_{eff} = \mu_{eff} \nabla \vec{V}_{xyz}$ , onde  $\mu_{eff}$  é a viscosidade efetiva dada pela soma das viscosidades laminar e turbulenta,  $\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t$ . A viscosidade laminar é uma propriedade do fluido de trabalho, enquanto a viscosidade de turbulenta é calculada através de equações constitutivas adicionais de um modelo de turbulência.

A entalpia total,  $h_{tot}$ , é definida como  $h_{tot} = h + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot V_{xyz}^2$ , onde  $h = h(T, p)$  é a entalpia estática do fluido e  $V_{xyz}$  é a magnitude do vetor velocidade. Na equação de conservação de quantidade de movimento (3.2) os efeitos de *Coriolis* e centrífugo são os dois últimos termos, respectivamente, que aparecem por conta da hipótese de um sistema rotativo (ou não-inercial) no equacionamento do balanço de quantidade de movimento.

### 3.1.1 Equações de Estado

Para a solução da equação de transporte da energia se faz necessário equações constitutivas para a massa específica e entalpia estática. Deste modo:

$$\rho = \rho(p, T) \quad (3.4)$$

$$dh = \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_p dT + \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_T dp = c_p dT + \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_T dp, \quad (3.5)$$

onde  $c_p = c_p(p, T)$  é o calor específico a pressão constante.

Assumindo que o escoamento é incompressível e o calor específico é constante, as equações (3.4) e (3.5) podem ser reescritas deste modo:

$$\rho = \rho_{spec} \quad (3.6)$$

$$dh = c_p dT + \frac{dp}{\rho} \quad (3.7)$$

$$c_p = c_p(T) \quad (3.8)$$

Caso o escoamento não possa ser considerado incompressível a massa específica pode ser estimada usando o modelo de gases ideais ou um modelo de gás real. Para o caso no qual o fator de compressibilidade do fluido se aproxima do valor unitário, a massa específica pode ser modelada como sendo um gás ideal, tal que:

$$\rho = \frac{p_{abs}}{R_{gas} T}, \quad (3.9)$$

onde:  $p_{abs}$  é a pressão absoluta e  $R_{gas}$  é a constante específica do gás.

Caso contrário, a massa específica deverá ser modelada usando um modelo para gases reais. Neste trabalho o modelo de Peng-Robinson (1976) será utilizado para esse fim. Neste modelo a pressão de um fluido pode ser expressa através da seguinte relação:

$$p = \frac{RT}{v - b} - \frac{a(T)}{v^2 + 2bv - b^2}, \quad (3.10)$$

onde:  $R$  é a constante universal dos gases,  $v = 1/\rho$  é o volume específico,  $a$  e  $b$  são parâmetros calculados a partir da temperatura de trabalho, dos valores da pressão e temperatura crítica do gás, definidos como:

$$b = 0,0778 \frac{RT_c}{p_c}, \quad (3.11)$$

onde:  $p_c$  é a pressão crítica do gás e  $T_c$  é a temperatura crítica do gás.

$$a(T) = a_0 \left( 1 + n \left( 1 - \sqrt{T/T_c} \right) \right)^2, \quad (3.12)$$

sendo:

$$a_0 = 0,45724 \frac{R^2 T_c^2}{p_c} \quad (3.13)$$

$$n = 0,37464 + 1,54226 \omega_{gas} - 0,26993 \omega_{gas}^2, \quad (3.14)$$

onde:  $n$  é o parâmetro calculado em função do fator acêntrico,  $\omega_{gas}$ , que é particular de cada gás analisado.

A entalpia por sua vez tem como base:

$$h = u + p v \quad (3.15)$$

Para  $u$  sendo a energia interna do gás, que é calculada em função da temperatura e do volume específico através da expressão geral:

$$du = c_v dT + \left( T \left( \frac{dp}{dT} \right)_v - p \right) dv \quad (3.16)$$

Desta forma um estado de referência,  $(T_{ref}, v_{ref})$ , deve ser tomado para a integração até o estado requerido,  $(T, v)$ , na seguinte relação:

$$\begin{aligned} u(T, v) - u(T_{ref}, v_{ref}) &= \int_{v_{ref}}^{\infty} \left( T \left( \frac{dp}{dT} \right)_v - p \right) dv_{T_{ref}} + \\ &+ \int_{T_{ref}}^T c_{v0} dT - \int_v^{\infty} \left( T \left( \frac{dp}{dT} \right)_v - p \right) dv_T \end{aligned}, \quad (3.17)$$

onde:  $C_{v0}$  é a aproximação do calor específico obtido para o gás ideal e os estados de referência  $T_{ref}, v_{ref}$  são utilizados em condições de ebulição e da pressão de vapor, avaliados no ponto normal de ebulição, pois segundo ANSYS (2021), o estado de referência é arbitrário.

Por sua vez, o valor resultante de  $C_v$  obtido pela equação de estado de gás real é calculado como:

$$c_v = \left( \frac{du}{dT} \right)_v = \frac{\partial u_0}{\partial T} - \frac{n(n+1)a}{bT} \log \left( 1 - \frac{b}{v} \right), \quad (3.18)$$

onde:  $u_0$  é a “parcela de gás ideal” da energia interna, avaliada como:

$$u_0 = u - u_{ref} = \int_{T_{ref}}^T (c_{p0}(T) - R) dT, \quad (3.19)$$

onde:  $C_{p0}$  é o calor específico de gás ideal a pressão zero, avaliado com uso de um polinômio de quarta ordem cujos coeficientes são particulares ao gás avaliado.

Por fim o calor específico para a equação de gás real,  $C_p$ , é calculado como:

$$c_p = c_v + vT \frac{\beta_{gas}^2}{k_{gas}} \quad (3.20)$$

onde:  $\beta_{gas}$  é a expansividade volumétrica e  $k_{gas}$  é a compressibilidade térmica, definidos por:

$$\beta_{gas} = - \frac{\left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v}{v \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T} \quad (3.21)$$

$$k_{gas} = - \frac{1}{v \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T} \quad (3.22)$$

### 3.1.2 Modelagem da turbulência em escoamento monofásico

Para solução do modelo de turbulência com base em médias de Reynolds foi escolhido o modelo  $k - \omega$  *Shear Stress Transport* (SST) de Menter (1994) devido características como robustez, precisão e independência de funções amortecedoras em regiões próximas a parede e com atuação semelhante ao método  $k - \varepsilon$  em regiões distantes da parede. Para viscosidade turbulenta citada anteriormente,  $\mu_t$ , assume soluções para as equações de transporte de energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação específica de turbulência,  $k$  e  $\omega$ , respectivamente. Desta forma, combinações de  $k - \varepsilon$  e  $k - \omega$  padrão são dadas por:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{V} \rho k) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{V} \rho \omega) = \\ & = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla \omega \right] + \frac{\alpha_{\omega 3} \rho}{\mu_t} P_k + \frac{2}{\sigma_{\omega 2} \omega} (1 - F_1) \rho (\nabla k \cdot \nabla \omega) - \beta_{\omega 3} \rho k \omega^2 \end{aligned} \quad (3.24)$$

onde  $F_1$  é uma função ponderadora,  $\beta^* = 0,09$  e  $P_k$  é o termo de produção de turbulência:

$$P_k = \mu_t \left[ \nabla \bar{V} + (\nabla \bar{V})^T \right] \nabla \bar{V} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \bar{V}) (3 \mu_t \nabla \cdot \bar{V} + \rho k) \quad (3.23)$$

Os coeficientes  $\sigma_{k3}$ ,  $\sigma_{\omega 3}$ ,  $\alpha_{\omega 3}$  e  $\beta_{\omega 3}$  são calculados por meio de uma função genérica  $\zeta = (\sigma_k, \sigma_\omega, \alpha_\omega, \beta_\omega)$ , tal que  $\zeta_3 = F_1 \zeta_1 + (1 - F_1) \zeta_2$ , onde:

$$\begin{aligned} \sigma_{k1} &= 2; \sigma_{k2} = 1; \sigma_{\omega 1} = 2; \sigma_{\omega 2} = 1/0,856 \\ \alpha_{\omega 1} &= 5/9; \alpha_{\omega 2} = 0,44; \beta_{\omega 1} = 0,075; \beta_{\omega 2} = 0,0828 \end{aligned}$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[ \min \left( \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega \delta_w}; \frac{500 \mu}{\rho \delta_w^2 \omega} \right); \frac{4 \rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} \delta_w^2} \right) \right]^4 \right\}$$

$$CD_{k\omega} = \max \left( \frac{2 \rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} (\nabla k \cdot \nabla \omega); 1 \times 10^{-10} \right)$$

Onde:  $\delta_w$  é a distância mais próxima da parede.

Assumindo para o modelo a viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , sendo uma função de  $k$  e  $\omega$ , que também é multiplicado por uma função ponderada  $F_2$ , tal que:

$$\frac{\mu_t}{\rho} = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \Omega_{SST} F_2)}$$

Para  $a_1 = 0,31$  e  $\Omega_{SST}$  sendo a magnitude do vetor vorticidade (Menter, 1994).

A função  $F_2$  e dada por:

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[ \max \left( \frac{d \sqrt{k}}{\beta^* \omega \delta_w}; \frac{500 \mu}{\rho \delta_w^2 \omega} \right) \right]^2 \right\}$$

### 3.2 Solução Numérica

As equações governantes serão resolvidas usando o método de volumes finitos baseado em elementos finitos. As simulações foram realizadas usando o *software* comercial ANSYS/CFX versão *student* (ANSYS, 2021).

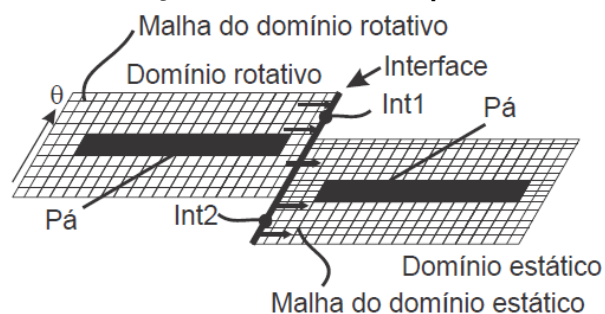
Para a solução de escoamentos em turbo máquinas, o programa ANSYS/CFX adota uma metodologia de múltiplos sistemas de referência (MRF) em que cada parte da bomba, seja dinâmica (rotor) ou estática (como tubos de sucção, flanges, difusores, câmaras de descarga, volutas), é assumida como um domínio numérico separado, os quais se conectam através de interfaces. Stel et al. (2015) discute essa metodologia em detalhe.

#### 3.2.1 Solução numérica de escoamento no rotor centrífugo

Para solucionar escoamentos em turbo máquinas usando o programa ANSYS/CFX, deve-se tomar a metodologia de múltiplos sistemas de referência (MRF). O *software* divide os domínios em estático e dinâmico e faz uma ligação numérica entre suas interfaces. No conjunto da bomba centrífuga, o rotor é um domínio dinâmico e o difusor, voluta e tubos de sucção e de descarga, são domínios estáticos.

A figura 16 representa a interface entre o domínio estático e o domínio rotativo, onde  $\theta$  indica o sentido do deslocamento da malha do domínio rotativo em relação ao domínio estático. A ligação numérica é realizada através das interface 1 e interface 2 (STEL, 2018).

**Figura 16 – Esquema de uma solução MRF envolvendo partes rotativas e estacionárias**



**Fonte: adaptado de Stel, 2018.**

O desafio para solucionar esse problema é como resolver o movimento rotativo. É possível resolver esse problema assumindo um escoamento em regime

permanente, onde o domínio do elemento rotativo seja mantido parado, de maneira que seu próprio sistema de coordenadas gire. No programa essa técnica é chamada de *Frozen Rotor*, apesar de não capturar a interação transiente entre os elementos dinâmicos e estáticos, esta técnica resolve este problema com boa precisão e mais rápida que métodos de solução transiente.

Para escolha entre modelos em regime permanente e transitório, a geometria do domínio completo é fundamental. Em bombas com difusores e volutas, o modelo transiente se torna mais eficiente por captura toda assimetria do campo de escoamento. Nos tubos e câmaras sem canais guia, o modelo em regime permanente oferece bons resultados por conta da simetria do domínios, outro fato neste modelo é a redução do custo computacional.

Neste trabalho será utilizado o modelo permanente Frozen Rotor, por conta do baixo custo computacional e devido a desvios desprezíveis em relação ao método transitório. Outro ponto é a da simetria do domínio em questão que será discutido na seção.

### **3.3 Bomba Centrífuga Comercial (IMBIL modelo ANP)**

Para sequência do trabalho foi necessário a escolha de uma bomba centrífuga radial de caráter comercial a fim de analisar a viabilidade do uso dela em condições críticas no bombeamento de CO<sub>2</sub>.

#### **3.3.1 Escolha da Bomba Centrífuga Radial**

Após a pesquisas entrou-se a empresa IMBIL – Soluções em Bombeamento, localizada na cidade de Itapira/SP, que atua no ramo de bombeamento industrial desde 1982, empresa 100% brasileira. A IMBIL produz diversos modelos de bomba para ramo têxtil, saneamento, agricultura, petroquímica, entre outros. Para o presente trabalho foi escolhido o modelo de bombas centrífugas radiais APN representada na figura 17.

Figura 17 – Imagem de uma bomba centrífuga radial APN.



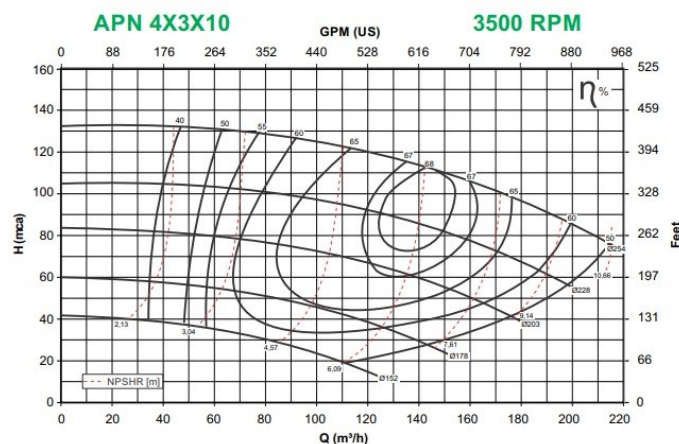
Fonte:

[http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Cat%C3%A1logos/APN%20\\_web.pdf](http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Cat%C3%A1logos/APN%20_web.pdf)

As bombas centrífugas radiais linha APN são indicadas para bombeamento em indústrias químicas e petroquímicas, siderurgia, alimentícia e de bebidas, usinas de açúcar e álcool e papel e celulose, segundo ficha técnica disponibilizado no catálogo pela empresa IMBIL. Vale destacar que são bombas de eixo horizontal, mono estágio, sucção horizontal e descarga vertical.

Portanto em meio algumas configurações possíveis de bomba disponíveis pelo catálogo da empresa a bomba centrífuga de referência é uma APN 4x3x10, para uma rotação de 3500RPM. Onde a nomenclatura APN 4x3x10 está em polegada e refere-se a entrada do fluido com diâmetro de 4 polegadas (101,60mm), saída do fluido com diâmetro de 3 polegadas (76,20mm) e diâmetro do rotor de 10 polegadas (254,00mm).

Figura 18– Curvas características das bombas centrífugas modelo ANP



Fonte: [http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Cat%C3%A1logos/APN%20\\_web.pdf](http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Cat%C3%A1logos/APN%20_web.pdf).

A partir do catálogo eletrônico encontrou um gráfico de curvas características da bomba centrífuga ANP, figura 18. Para criação do modelo computacional era



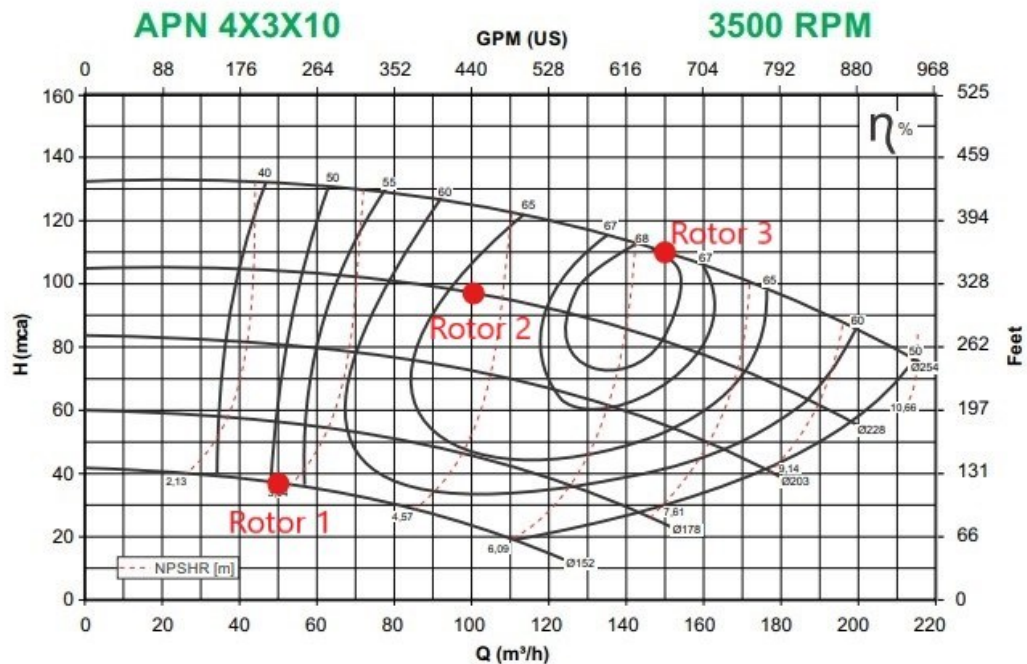
necessários valores de altura de coluna de água, vazão do fluido e rotação de trabalho para modelagem de uma malha computacional do modelo próximo ao modelo real.

Posteriormente esses dados serão utilizados para reproduzir computacionalmente uma bomba centrífuga radial semelhante a essa por meio do software ANSYS 2021 R1, a fim de criar uma malha numérica para realizar uma análise do escoamento do fluido de trabalho e determinar se a bomba escolhida atende a necessidade proposta neste trabalho.

### 3.3.2 Criação e Validação do modelo computacional utilizando Água

Para criação e análise da bomba centrífuga computacional utilizou o software ANSYS 2021 R1. Com a ferramenta BladeGen que foi possível criar um modelo utilizando parâmetros de entrada como vazão, rotação, densidade do fluido e altura de coluna de água, para obter o resultado computacional.

**Figura 19 – Indicação dos pontos de seleção para rotores de diâmetros diferentes.**



**Fonte: Autoria própria (2022)**

Portanto foi criado 3 pontos distintos no gráfico de curva característica da bomba selecionada (figura 19), onde tem valores diferentes para vazão e altura de coluna de água (tabela 3.1). Consequentemente obteve 3 rotores de tamanhos diferentes para comparar os resultados computacionais com as próprias curvas de altura da bomba centrífuga do modelo ANP.

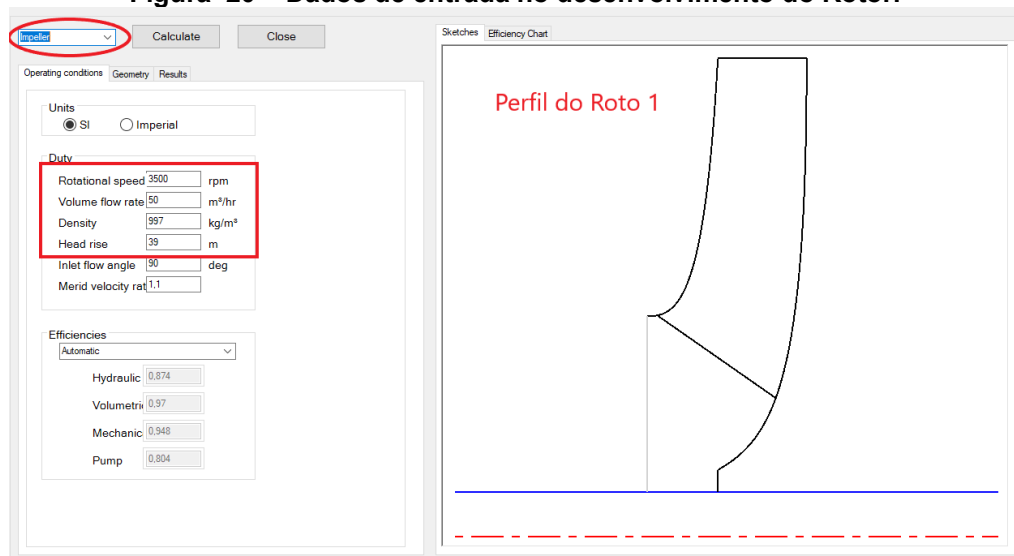
**Tabela 3 – Diâmetros dos rotores do modelo computacional.**

	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Head (mca)	RPM	Nº de pás	Diâmetro do Rotor (mm)
Rotor 1	50	39	3500	5	156,9
Rotor 2	100	73	3500	5	211,5
Rotor 3	150	110	3500	5	257

Fonte: Autoria própria (2022)

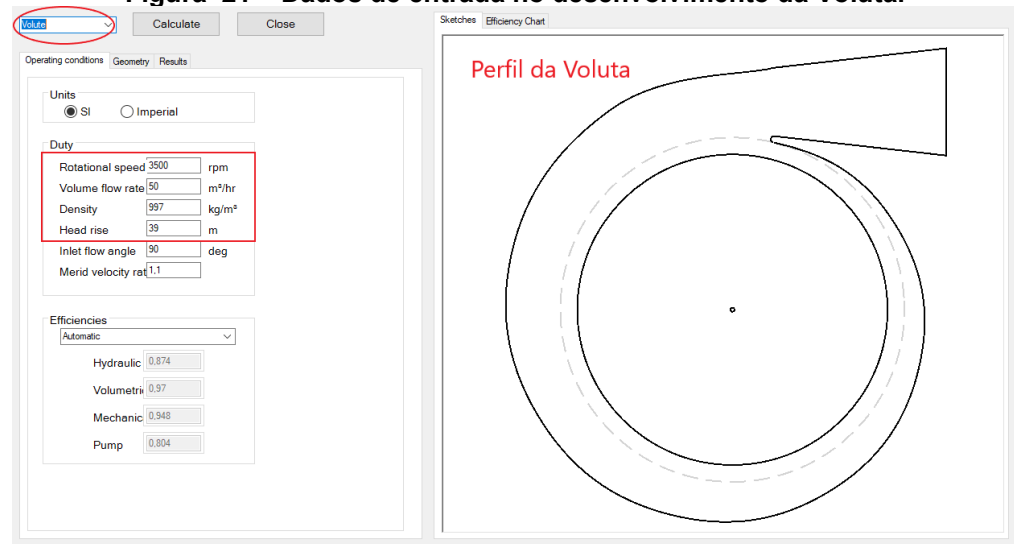
Para criação do modelo computacional foi utilizado a ferramenta Vista CPD do software ANSYS 2021 R1. Com o Vista CPD é possível criar o modelo das pás do rotor e da voluta inserindo rotação, vazão volumétrica, densidade do fluido e número de pás, figura 20 e 21.

**Figura 20 – Dados de entrada no desenvolvimento do Rotor.**



Fonte: Autoria própria (2022)

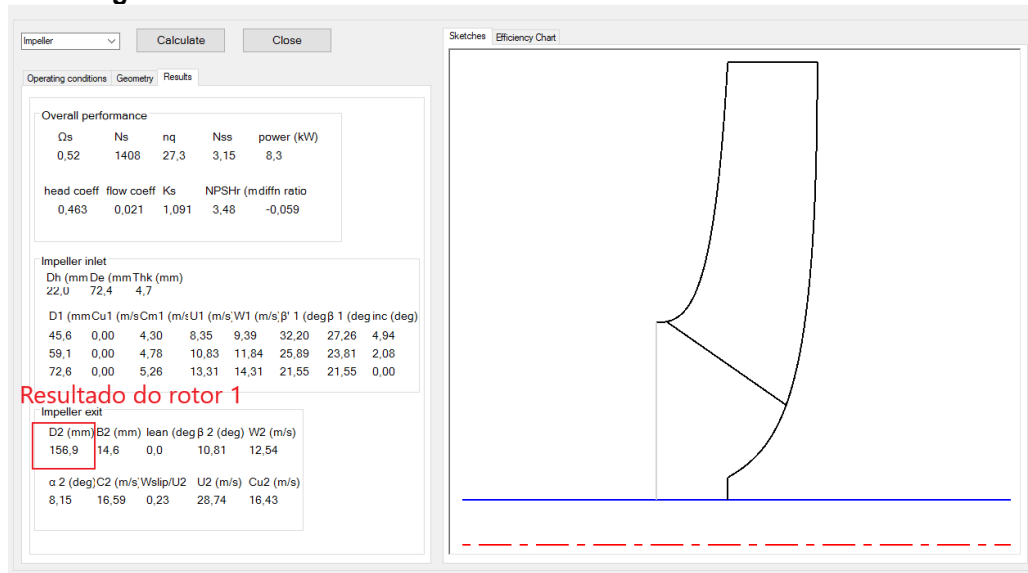
**Figura 21 – Dados de entrada no desenvolvimento da Voluta.**



Fonte: Autoria própria (2022)

Como foi citado anteriormente os dados da tabela 3 foram utilizados para formação de 3 rotores de diâmetros distintos que também estão disponíveis na tabela e resultado do rotor 1 na figura 22.

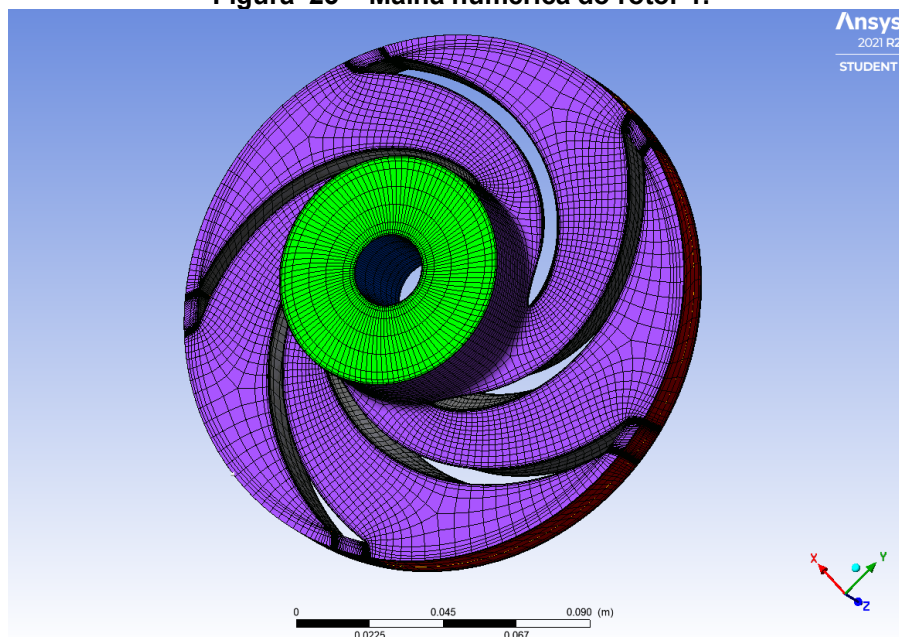
**Figura 22 – Resultados Obtidos através dos dados reais de entrada.**



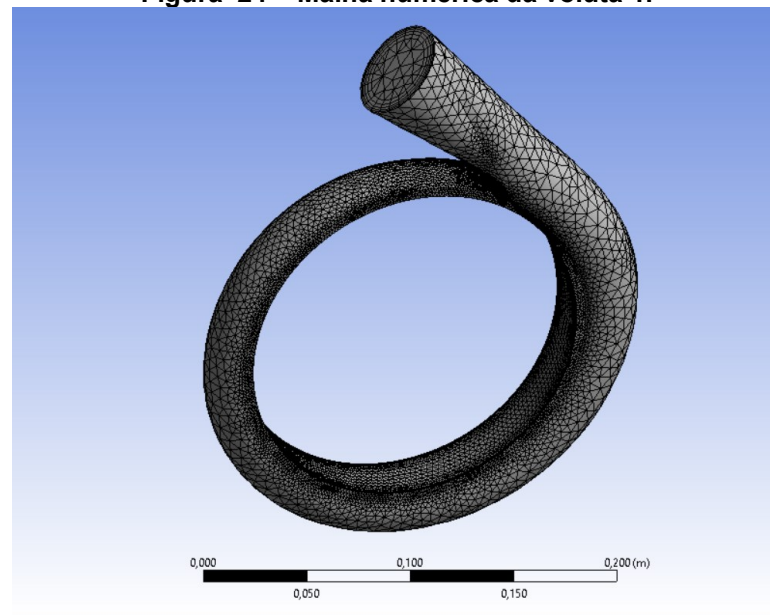
Fonte: Autoria própria (2022)

Em seguida foi criado as malhas do rotor e da volta a partir do Vista CPD onde determinou uma malha média de até 20000 pontos para ser realizado os cálculos computacionais do software, as malhas são mostradas nas figuras 22 e 24.

**Figura 23 – Malha numérica do rotor 1.**

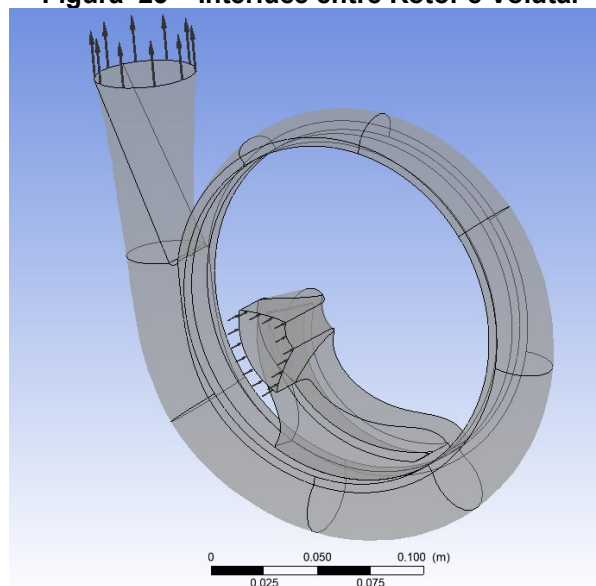


Fonte: Autoria própria (2022)

**Figura 24 – Malha numérica da voluta 1.**

**Fonte: Aatoria própria (2022)**

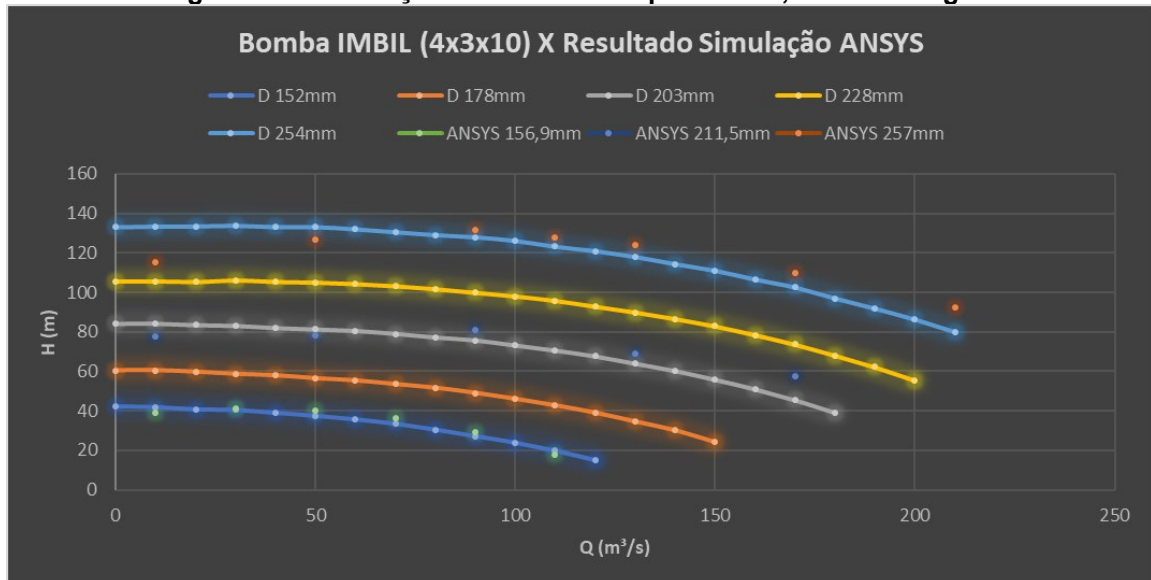
Em seguida foi realizado a simulação utilizando o software ANSYS 2021 R1, através da ferramenta CFX foi possível efetuar o ensaio computacional da voluta e o rotor acoplados, figura 25. Para a validação foi utilizado água como fluido de trabalho com densidade de  $997 \text{ kg/m}^3$ , e condições de contorno na entrada da bomba centrífuga com pressão de 1 atm. e temperatura ambiente do fluido à  $20^\circ\text{C}$  (293K) e de saída do fluido com escoamento livre. O modelo recebeu uma variação de vazão de 0 até  $210 \text{ m}^3/\text{h}$  a fim de analisar seu comportamento.

**Figura 25 – Interface entre Rotor e Voluta.**

**Fonte: Aatoria própria (2022)**

Por conseguinte, realizou simulações para os diferentes diâmetros de rotor, seguindo as condições citadas no parágrafo anterior. Os resultados encontrados para o rotor 1, rotor 2 e rotor 3 dentro da faixa de vazão de 0 a 210m<sup>3</sup>/h são aceitáveis, ao comparar com as curvas reais da bomba centrífuga ANP da empresa IMBIL, na figura 26.

**Figura 26 – Validação do modelo computacional, utilizando água.**



**Fonte: Autoria própria (2022)**

O rotor 1 tem um diâmetro de 156,9 mm e sua curva ficou sobreposta a curva de um rotor de 152 mm da bomba centrífuga ANP com um erro relativo médio ao longo do gráfico de 7,9%. Já o rotor 2 conta com um diâmetro de 211,5 e sobrepõe a curva de um rotor de 203 mm da bomba centrífuga ANP com um erro relativo médio de 10,7%. Apesar do diâmetro do rotor ser maior seu resultado de altura do fluido corresponde as curvas características da bomba real. O rotor 3 conta com um diâmetro de 257 mm e sua curva está sobreposta a curva de 254 mm da bomba centrífuga ANP com um erro relativo médio de 8,1%, mostrando confiabilidade na validação do modelo com a utilização de água como fluido de trabalho. Os erros relativos estão demonstrados ponto a ponto da tabela 4 a seguir:

**Tabela 4 - Erro Relativo entre o modelo computacional e a Bomba centrífuga IMBIL.**

<b>Vazão (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Rotor 1 (156,9 mm)</b>	<b>Rotor 2 (211,5 mm)</b>	<b>Rotor 3 (257 mm)</b>
10	7,3	7,8	13,5
50	7,3	3,8	4,9
90	7,6	6,7	2,9
110	9,4		
130		8,3	4,9
170		26,8	7,2
210			15,3
<b>Erro (%)</b>	7,9	10,7	8,1

**Fonte: Autoria própria (2022)**

Respectivamente o modelo foi validado com o uso de água. Em seguida é necessário à validação do modelo computacional para o uso de CO<sub>2</sub> no estado supercrítico a fim de analisar o comportamento do uso de CO<sub>2</sub> supercrítico na bomba centrífuga da empresa IMBIL.

## 4 RESULTADOS

No t3pico anterior foi poss3vel comparar o comportamento das curvas caracter3sticas de altura de coluna de 3gua dispon3vel no cat3logo da bomba centr3fuga com um rotor de 254mm de di3metro e curva obtida a partir do modelo computacional com rotor de 257mm de di3metro. Tais resultados foram obtidos com 3gua como fluido a ser bombeado, pr3ximo passo 3 substituir a 3gua por CO<sub>2</sub> em um estado supercr3tico.

### 4.1 Simula3o e an3lise com utiliza3o de CO<sub>2</sub> supercr3tico

Para valida3o do modelo computacional desenvolvido utilizando CO<sub>2</sub> supercr3tico usou como refer3ncia o trabalho de KIM et. al. 2014 citado na revis3o bibliogr3fica. No texto 3 demonstrado resultados de uma bomba centr3fuga real (figura 3.27) e um modelo num3rico. Desta forma os resultados s3o fi3is entre os testes reais e as simula3o realizados no CFD pelo autor, portanto o uso das condi3o de contorno foram aplicas a fim de validar a utiliza3o de SCO<sub>2</sub> neste presente trabalho.

Figura 27 – Bancada de teste

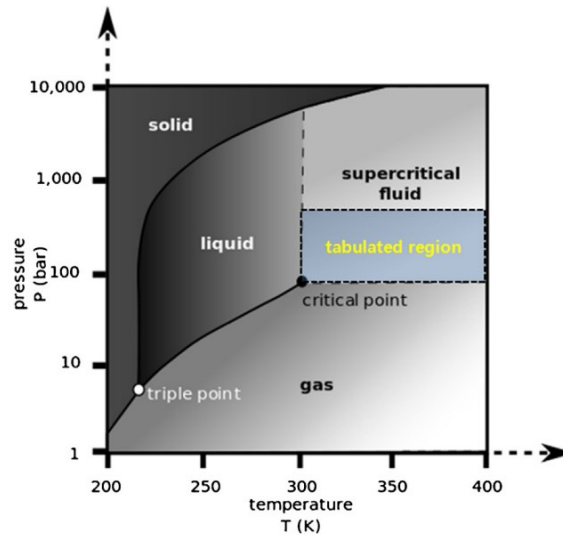


Fonte: adaptado de KIM et al. 2014.

Para a simula3o mudan3as como modelo de g3s real CO<sub>2</sub> e o modelo matem3tico de Peng Robson foram utilizados para resolver as equa3o de estado.

A região crítica para o CO<sub>2</sub> foi estabelecida com uma temperatura e pressão mínima de 0°C (273K) e 4 MPa até temperatura e pressão máxima de 127°C (400K) e 12 MPa, figura 3.17.

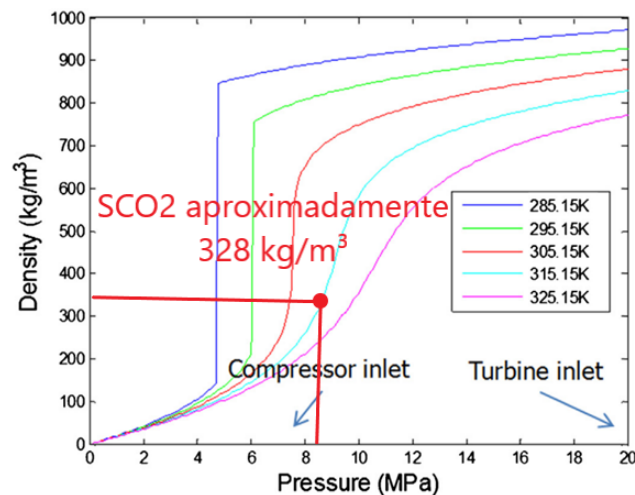
Figura 28 – Região tabulada para o CO<sub>2</sub> supercrítico



Fonte: adaptado de KIM et al. 2014.

Para o elemento CO<sub>2</sub> supercrítico definiu que a pressão absoluta de entrada é de 8,3MPa e a temperatura de aproximadamente 40°C (313K), onde a rotação é de 3500 RPM e a densidade do fluido SCO<sub>2</sub> é próximo de 328 kg/m<sup>3</sup> (figura 29).

Figura 29 – Densidade do Gás CO<sub>2</sub> em região supercrítica



Fonte: adaptado de KIM et al. 2014.

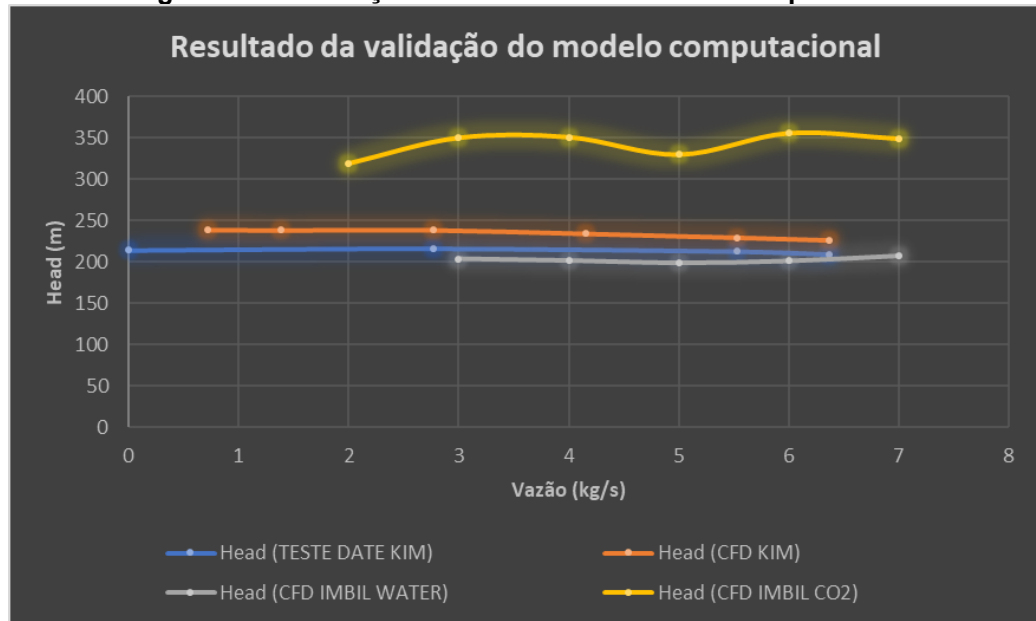
Seguindo a metodologia de Kim et al. 2014 a vazão volumétrica é de 0 a 7 kg/s. E as simulações do modelo computacional foram utilizando gás real CO<sub>2</sub>.

A validação dos resultados iniciou com a comparação entre a curva de altura utilizando água tanto na bomba real do texto de referência quanto no modelo



computacional deste trabalho e o resultado é aceitável onde há uma pequena queda de altura do modelo em validação de aproximadamente 6%. Em seguida a simulação utilizando o fluido de trabalho como CO<sub>2</sub> teve como resultado uma curva de altura com aproximadamente 74% maior no ponto 4kg/s em relação a simulação do texto base Kim et. al. 2014, figura 30.

**Figura 30 – Validação do modelo utilizando CO<sub>2</sub> supercrítico.**



**Fonte: Autoria própria (2022)**

Todavia foi possível validar o modelo para simulação do CO<sub>2</sub> supercrítico para enfim comparar o uso da bomba centrífuga ANP.

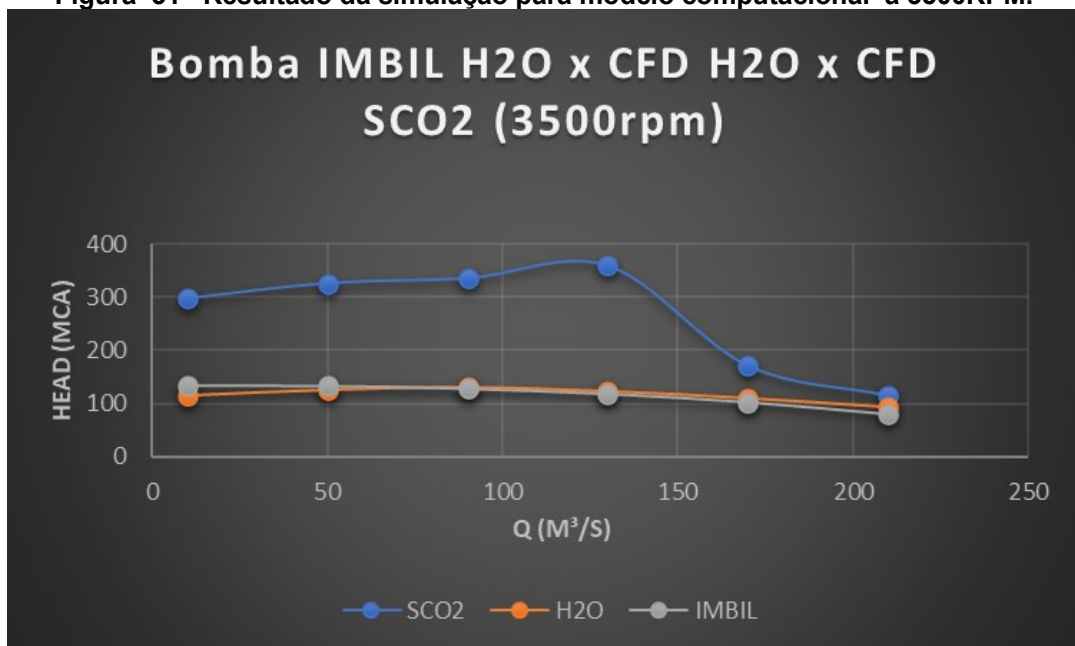
## 4.2 Resultados Do Modelo Computacional

Com a validação do modelo no tópico anterior, determinou se que as condições de trabalho existentes no catálogo da bomba centrífuga ANP da empresa IMBIL deveriam ser aplicadas no modelo computacional criado, para que após o processamento fosse criado dados suficientes para uma análise do comportamento da altura de coluna de água entregue pela modelo numérico.

Todavia as simulações foram realizadas com vazão do fluido de trabalho variando nos pontos 10, 50, 90, 130, 170 e 210 m<sup>3</sup>/h. A rotação inicial também é aplicada segundo catálogo com 3500RPM, porém para ter de melhorar a análise do comportamento das curvas geradas pelo projeto foi realizado simulação com 3000RPM, 4000RPM, 4500RPM e 5000RPM.

Nas condições recomendadas pelo catálogo da Bomba centrífuga da empresa IMBIL com rotação de 3500RPM a curva de elevação utilizando SCO2 mostrou uma altura aproximadamente 189% maior no ponto de 130m<sup>3</sup>/h da curva em relação a simulação utilizando água. Comportamento que já era esperado por conta do teste de validação realizado que em vazão menor mostrou o perfil elevado das demais curvas. Outra característica do resultado foi uma queda de altura a partir o ponto de 130 m<sup>3</sup>/h SCO2, o que reduz a vantagem de altura para aproximadamente 4% que podem ser observados na figura 31.

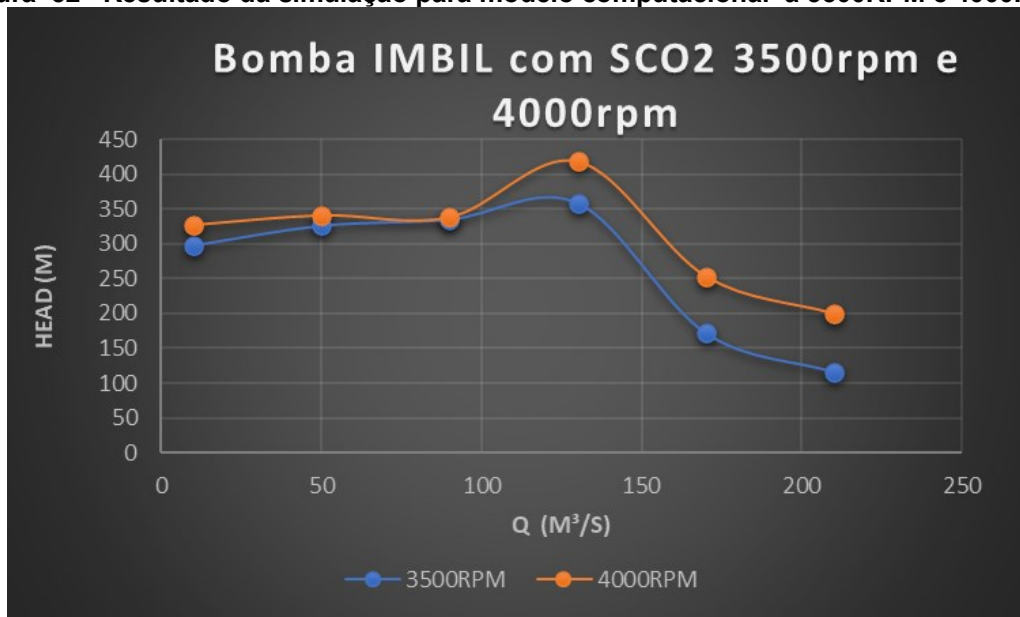
**Figura 31– Resultado da simulação para modelo computacional a 3500RPM.**



**Fonte: Autoria própria (2022)**

Portanto simular a mesma configuração para rotações diferentes foi importante para gerar dados para entender os intervalos de trabalho que a malha numérica pode conter resultados instáveis e até qual rotação vale a pena simular o funcionamento do projeto. A rotação de 4000RPM obedeceu ao mesmo perfil da curva de 3500 RPM com um ganho elevação de 57% com vazão de 210m<sup>3</sup>/h, com a mesma queda de altura de coluna de água a partir de 130m<sup>3</sup>/h (figura 32).

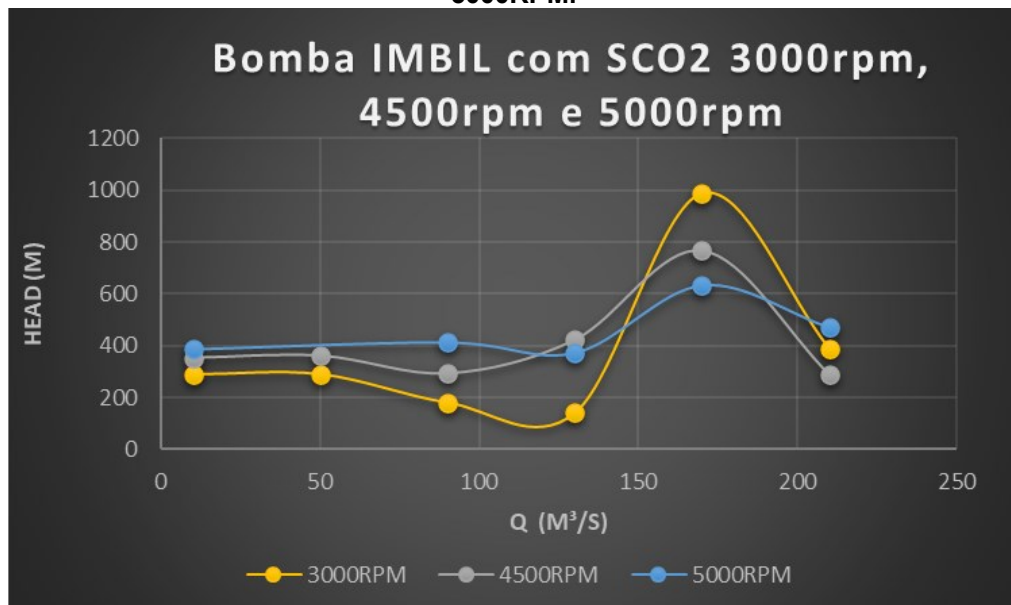
Figura 32– Resultado da simulação para modelo computacional a 3500RPM e 4000RPM.



Fonte: Aatoria própria (2022)

Já para rotações de 3000, 4500 e 5000RPM existe uma distorção muito grande com vazões próximas de 170 m³/s, o que leva ao aumento da curva de altura de coluna de água, conforme ilustrado na figura 33.

Figura 33 – Resultado da simulação para modelo computacional a 3000RPM, 4500RPM e 5000RPM.

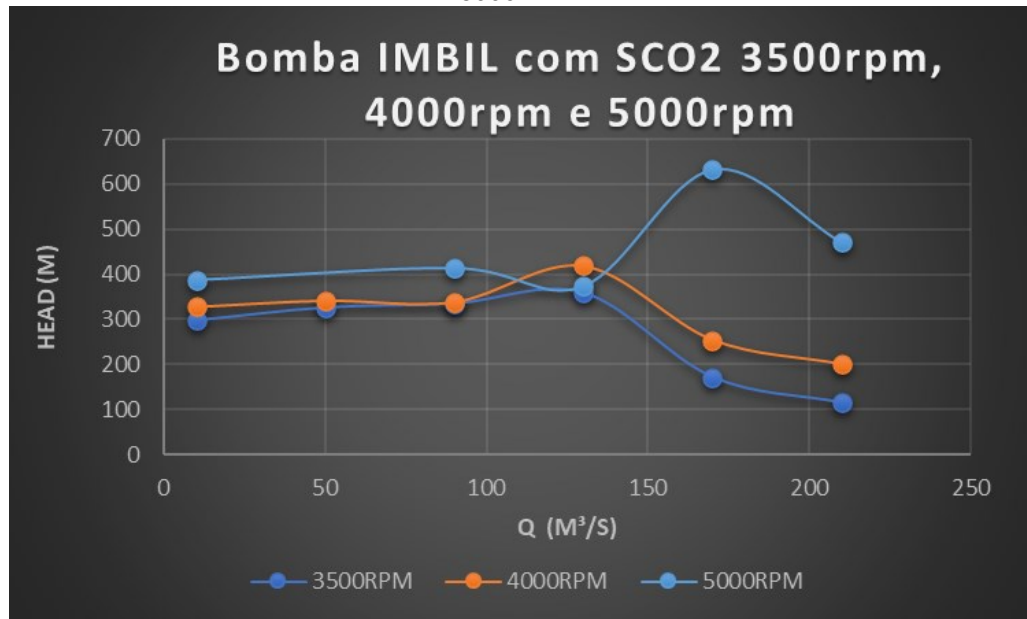


Fonte: Aatoria própria (2022)

Ao analisar as curvas de 3500RPM, 4000RPM e 5000RPM é notável que para 5000RPM a curva após passar pelo ponto de 130 m³/h toma um sentido oposto de

elevação de altura em relação as curvas de 3500 e 4000RPM chegando a uma diferença de 149% maior que as demais com vazão de 170m<sup>3</sup>/h. E por fim mesmo após uma breve queda a curva 5000RPM ainda chega a 210m<sup>3</sup>/h com 135% acima da curva 4000RPM e tem 308% de vantagem sobre a curva ideal de trabalho da bomba centrífuga real estudada com 3500RPM, como mostra a figura 34.

**Figura 34 – Comparação da simulação para modelo computacional a 3500RPM, 4000RPM e 5000RPM.**



**Fonte: Autoria própria (2022)**

Por conseguinte, é válido que os resultados se mostraram estáveis até o ponto de vazão 130m<sup>3</sup>/h. Deste modo as curvas com 3500 e 4000RPM são aceitáveis por contarem com um perfil de curva mais próximo do comportamento da validação do modelo numérico. Já para as demais curvas é necessário identificar qual motivo forma tal distorção, que podem ser desenvolvidos em trabalhos futuros.

## 5 CONCLUSÕES

O interesse industrial sobre o uso de CO<sub>2</sub> supercrítico tem despertado oportunidades na industrial petrolífera brasileira. Projetos ligados a PETROBRAS motivaram a pesquisa deste trabalho, na teoria a utilização de bombas centrífugas em escoamento de CO<sub>2</sub> supercrítica apresenta grande vantagem e relação a outros fluidos de trabalho ou em relação aos compressores centrífugos.

Substituir os compressores centrífugos que atualmente dominam o campo de pesquisa e aplicação por bomba centrífugas, tornaria as instalações menos complexas e mais baratas. Porém é necessário definir alguns comportamentos do SCO<sub>2</sub> em operação afim de prever as propriedades do fluido em operação.

O presente trabalho apresentou uma alternativa de bomba centrífuga comercialmente disponível no mercado interno brasileiro, onde a bomba centrífuga de modelo ANP da empresa IMBIL soluções em bombeamento é indicada em aplicações de uso petroquímicos.

Para validar um modelo computacional o catálogo de especificação da bomba foi fundamental para determinar a vazão de operação da mesma que varia de 0 a 210m<sup>3</sup>/h. Na criação do modelo também foi necessário observar a rotação de operação de 3500RPM. Da mesma forma a altura de elevação do fluido foram observados três valores a fim de criar modelos com diâmetros diferentes, respectivamente 39m, 73m e 110m de altura de coluna de água.

Portanto o modelo computacional gerado conta com rotores de 156,9mm , 211,5mm e 257,0mm diâmetro, os quais foram submetidos a simulação utilizando modelo matemático de Peng Robson com temperatura ambiente, massa específica de 997kg/m<sup>3</sup>, pressão de entrada de 1 atm. e saída livre . Os resultados mostraram um comportamento estável utilizando água como fluido de trabalho, onde na média existiu um erro de aproximadamente 11%.

Todavia para a simulação do CO<sub>2</sub> supercrítico foi alterado pressão de entrada para 8.3MPa e temperatura para 40°C, para garantir que CO<sub>2</sub> esteja na região crítica. Massa específica de 328kg/m<sup>3</sup>. A vazão permaneceu na mesma variação e inicialmente foi simulado com a mesma rotação de 3500RPM. Em seguida foram simuladas rotações de 3000RPM, 4000RPM, 4500RPM e 5000RPM a fim de analisar os resultados e comportamento da altura de coluna de água utilizando SCO<sub>2</sub>.

Por conseguinte, os resultados mostraram que a elevação do fluido de trabalho  $\text{CO}_2$  é 189% no ponto de vazão  $130\text{m}^3/\text{h}$  em relação a utilização de água como fluido de trabalho. Porém esta vantagem tem uma queda significativa chegando a 4% de superioridade em  $210\text{m}^3/\text{h}$ . Tal variação foi observada na simulação de  $\text{CO}_2$  com rotações diferentes, até o ponto  $130\text{m}^3/\text{h}$  as curvas de elevação são semelhantes a partir desse ponto é difícil prever o comportamento de elevação do fluido. Nas rotações 3500RPM e 4000RPM houve uma queda de altura, já nas rotações 3000RPM, 4500RPM e 5000RPM houve um aumento de altura em relação as curvas citada anteriormente.

Baseado no estudo realizado concluiu que o modelo computacional atendeu a necessidade do objetivo do trabalho, onde é possível que o uso de uma bomba comercial da empresa IMBIL na aplicação de reinjeção de  $\text{CO}_2$  demonstra capacidade de aplicação. Outro ponto é a necessidade de outros estudos futuros para descobrir a causa da distorção dos resultados com vazões altas.

## 6 REFERÊNCIAS

- AMELI, A.; AFZALIFAR, A.; TURUNEN-SAARESTI, T.; BACKMAN, J. Effects of Real Gas Model Accuracy and Operating Conditions on Supercritical CO<sub>2</sub> Compressor Performance and Flow Field. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 140, p. 1-8, 2018 (a).
- AMELI, A.; TURUNEN-SAARESTI, T.; BACKMAN, J. Numerical Investigation of the Flow Behavior Inside a Supercritical CO<sub>2</sub> Centrifugal Compressor. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 140, p. 1-7, 2018 (b).
- ANSYS. Ansys Documentation. Canonsburg: PA, 2018.
- BARTH, T.; JESPERSEN, D. The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes. *Proc. 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, NV, AIAA-89-0036*, p. 1-12, 1989.
- BATCHELOR, G. K. *An Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge: Cambridge University Press, 2000.
- BERGAMINI, L., VESCOVO, C. D., MILONE, E F., “Centrifugal Pumps For CO<sub>2</sub> Applications,” *Proceedings of the Twenty-Seventh International Pump User Symposium*, 2011.
- DEHNER, D.; SELAMET, A.; KELLER, P.; BECKER, M. Simulation of Deep Surge in a Turbocharger Compression System. *Journal of Turbomachinery*, v. 138, p. 1-12, 2016.
- FENG, J.; BENRA, F. K.; DOHMEN, H. J. Application of Different Turbulence Models in Unsteady Flow Simulations of a Radial Diffuser Pump. *Forsch Ingenieurwes*, p. 123-133, 2010.
- FINK, D. A. *Surge Dynamics and Unsteady Flow Phenomena in Centrifugal Compressors*. Ph.D. thesis, Department of Aeronautics and Astronautics, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1988.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 8<sup>a</sup> ed. LTC Editora, 2016.
- FUJIEDA, H., IWAMOTO, E.M., “High-Pressure Pump - CO<sub>2</sub> Injection Pump,” *Ebara Engineering Review* No. 252, 2016.
- GUPTA R.B.; SHIM J. J. *Solubility in Supercritical Carbon Dioxide*. U.S.A: CRC Press, 2007.
- IMIBIL (Industrial e Manutenção de Bombas ITA Ltda). *Soluções em Bombeamento . Catálogo Técnico Bomba ANP. Disponível em: [http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Cat%C3%A1logos/APN%20\\_web.pdf](http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Cat%C3%A1logos/APN%20_web.pdf)* f. Acesso em: 03 mai. 2022.
- KIM, S. G., LEE, J., AHN, Y., LEE, J. I., ADDAD Y., KO, E B., “CFD investigation of a centrifugal compressor derived from pump technology for supercritical carbon dioxide as a working fluid,” *The Journal of Supercritical Fluids*, 2013.

KRAIN, H.; HOFMANN, B. Aerodynamic of a Centrifugal Compressor Impeller with Transonic Inlet Conditions, ASME, 1995.

KSB AKTIENGESELLSCHAFT, "Pumps and valves for CO2 applications.," Catálogo, 2013.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, v. 3, p. 269–289, 1974.

LEE, J., LEE, J. I., AHN, Y., KIM, S. G., CHA, E. J. E., SCO2PE Operating Experience and Validation And Verification of KAIST\_TMD, Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, 2013.

MENTER, F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA Journal, v. 32, p. 1598-1605, 1994.

MENTER, F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA Journal, v. 32, p. 1598-1605, 1994.

MONGE, B. Design of supercritical carbon dioxide centrifugal compressors. PhD thesis, Grupo de máquinas e motores térmicos de Sevilla, Espanha, 2014.

MOOSANIA, S. M.; ZHENG, X. Effect of internal heat leakage on the performance of a high pressure ratio centrifugal compressor. Applied Thermal Engineering, v. 111, p. 317–324, 2017.

Munroe, T. A., Zaccaria, M. A., Flaspohler, W. H., Pelton, R. J., Wygant, K. D., Dubitsky, O. B., "FLUENT CFD Steady State Predictions of a Single Stage Centrifugal Compressor with Supercritical CO2 Working Fluid," Proceedings of the SCO2 Power Cycle Symposium, Troy, New York, USA, 2009.

NAVEIRO J. T. Presença de CO2 Em Projetos De Desenvolvimento De Campos De Petróleo: arcabouço teórico e estudo de caso. Dissertação de mestrado, PUC-Río, Rio de Janeiro, 2012.

PATANKAR, S. V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Philadelphia, PA, USA: Taylor & Francis, 1980.

PECNIK, R.; TERRAPON, V. E.; HAM, F.; IACCARINO, G.; PITSCH, H. Reynolds-Averaged Navier–Stokes Simulations of the HyShot II Scramjet, AIAA J., V. 50, p. 1717–1732, 2012.

PETROBRAS. Pré-sal. Disponível em: <http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/areas-de-tuacao/exploracao-e-producao-de-petroleo-e-gas/pre-sal/>  
Acesso em: 25 de outubro de 2019

RINALDI, E.; PECNIK, R.; COLONNA, P. Computational Fluid Dynamic Simulation of a Supercritical CO2 Compressor Performance Map. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 137, p. 1-7, 2015.

RHIE, C. M.; CHOW, W. L. Numerical Study of the Turbulent Flow past an Airfoil with Trailing Edge Separation. AIAA Journal, v. 21, p. 1525-1532, 1983.



SPAN R.; WAGNER W. A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 25, v. 25, n.6, p.1509-1596, 1996.

STEL, Henrique. Estudo numérico e experimental do escoamento bifásico líquido-gás em um rotor plano. 2018. 141 p. Proposta de exame de qualificação do doutorado – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2018.

STEPANOFF, A. J. Centrifugal and Axial Flow Pumps – Theory, Design and Application. 2<sup>a</sup> ed. John Wiley & Sons: New York, 1957.

TOM, V.; BRAEMBUSSCHE, R. V. A novel method for the computation of conjugate heat transfer with coupled solvers. *International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems*, 2009.

WHITE, F. M. Mecânica dos fluidos. 6 ed. AMGH Editora LTDA, 2011.

WILCOX, D. C. Turbulence Modeling for CFD, 2<sup>a</sup> Ed. La Canada, CA, USA: DCW Industries, 1998.

WILLIAM J.R.; CLIFORD A. A. Supercritical Fluid Methods and Protocols. Totowa, New Jersey: Humana Press, 2000.

WRIGHT, S. A.; RADEL, R. F.; VERNON, M. E.; ROCHAU, G. E.; PICKARD, P. S. Operation and Analysis of a Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle. Sandia National Laboratories, Livermore, CA, Sandia Report No. SAND2010-0171, 2010.