



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO  
CENTRO UNIVERSITÁRIO NORTE DO ESPÍRITO SANTO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA**

**GELSON HERALDO NICO FILHO**

**ESTUDO NUMÉRICO DA MOVIMENTAÇÃO DA VÁLVULA DE PÉ DO  
SISTEMA DE BOMBEIO MECÂNICO COM HASTES**

**SÃO MATEUS – ES  
2014**

GELSON HERALDO NICO FILHO

**ESTUDO NUMÉRICO DA MOVIMENTAÇÃO DA VÁLVULA DE PÉ DO  
SISTEMA DE BOMBEIO MECÂNICO COM HASTES**

Dissertação apresentada ao programa de pós-graduação em Energia do Centro Universitário Norte do Espírito Santo da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito para obtenção do título de Mestre em Energia.

Orientador: Prof<sup>o</sup>. Dr. Oldrich Joel Romero.

Coorientador: Prof<sup>o</sup>. Dr. Daniel da Cunha Ribeiro

**GELSON HERALDO NICO FILHO**

**ESTUDO NUMÉRICO DA MOVIMENTAÇÃO DA VÁLVULA DE PÉ DO SISTEMA DE BOMBEIO MECÂNICO COM HASTES**

Dissertação apresentada ao programa de pós-graduação em Energia do Centro Universitário Norte do Espírito Santo da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito para obtenção do título de Mestre em Energia.

Aprovada em 19 de dezembro de 2014

**COMISSÃO EXAMINADORA**

---

**Prof<sup>o</sup>. Dr. Oldrich Joel Romero**  
**Universidade Federal do Espírito Santo - UFES**  
**Orientador**

---

**Prof<sup>o</sup>. Dr. Daniel da Cunha Ribeiro**  
**Universidade Federal do Espírito Santo - UFES**  
**Coorientador**

---

**Prof<sup>o</sup>. Dr. Fabio de Assis Ressel Pereira**  
**Universidade Federal do Espírito Santo - UFES**

---

**Dr. César Augusto Sodré da Silva**  
**Petrobras UO-ES/ATP-NC/EE**

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Gelson Heraldo Nico Filho

### **Ficha Catalográfica**

Nico Filho, Gelson Heraldo.

**Estudo numérico da movimentação da válvula de pé do sistema de bombeio mecânico com hastes** / Gelson Heraldo Nico Filho – 2014. 80 f.

Orientador: Oldrich Joel Romero - 2014

Coorientador: Daniel da Cunha Ribeiro – 2014.

Dissertação – Universidade Federal do Espírito Santo, Departamento de Engenharias e Tecnologia, 2014.

Inclui bibliografia

1. Mestrado em Energia – Dissertação. 2. Elevação artificial. 3. Bombeio mecânico. 4. Bomba de fundo de poço. 5. Conjunto sede esfera. 6. CFD I. Romero, Oldrich; Ribeiro, Daniel. II. Universidade Federal do Espírito Santo. Departamento de Engenharias e Tecnologias. III. Estudo numérico da movimentação da válvula de pé do sistema de bombeio mecânico com hastes.

A Deus por ter me dado forças para chegar até aqui e não ter desistido pelo caminho.

À minha esposa Tássia por estar sempre ao meu lado nos momentos em que precisei.

Aos meus filhos por serem minha fonte de inspiração para novos desafios.

Aos meus pais e toda minha família que sempre acreditaram em mim.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos professores Oldrich Joel Romero e Daniel da Cunha Ribeiro, pelo incentivo, seriedade e disposição com que orientaram este trabalho.

Aos colegas Guilherme Henrique Dias da Silva e Edson de Jesus Segantini pela colaboração no desenvolvimento desse trabalho.

Ao meu ex-gerente Bruno dos Santos Borgo pela liberação concedida nos momentos necessário das aulas do mestrado.

Aos colegas da Petrobras que me incentivaram bastante e que estavam sempre à disposição para me ajudar.

A todos os professores do Mestrado da UFES, dos quais tive o privilégio de adquirir conhecimentos que levarei por toda a minha vida.

“Podemos escolher o que semear, mas somos obrigados a colher aquilo que plantamos.”

Provérbio Chinês

## RESUMO

A bomba de fundo do método de elevação artificial por Bombeio Mecânico (BM) é componente que apresenta maior número de falhas quando se trabalha com óleos pesados, devido a esse fato, este trabalho propõe uma análise fluidodinâmica no interior desse equipamento. A análise é direcionada principalmente ao entendimento da movimentação na válvula de pé, um dos componentes mais importantes da bomba, e sua influência no escoamento no interior da bomba. Essa análise é importante, pois trabalhos sobre o assunto são escassos e trará algumas informações como a velocidade de enchimento da camisa, pontos de perda de carga, dificuldades no fechamento e previsão de ocorrência de “pancada de fluido”. O estudo utiliza como base uma bomba típica de um sistema BM, a qual mediante o CAD comercial Inventor® pode ser digitalizada e construída uma geometria tridimensional que reflete fielmente as condições reais. O *software* Fluent versão 14.5 foi utilizado para resolver as equações governantes do escoamento do fluido e da movimentação da válvula de pé, considerada rígida, através da abordagem conhecida como interação fluido-estrutura. Com o modelo computacional construído foi possível avaliar o tipo de bomba de fundo escolhida e prever a ocorrência de “pancada de fluido”, proporcionando assim uma maior vida útil dos equipamentos de fundo e avaliando o melhor desempenho variando as condições de operação. Como produto final, obteve-se uma ferramenta para realizar a análise da válvula de pé da bomba de fundo com o objetivo de evitar falhas prematuras.

**Palavras chave:** Elevação artificial. Bombeio mecânico. Válvula de pé. CFD.

## **ABSTRACT**

The downhole pump of artificial lift method sucker rod pumping is a component that has the highest number of failures when working with heavy oils, due to this fact, this work employs a numerical analysis of the fluid inside this equipment. The analysis focused primarily understanding the behavior of the standing valve, one of the most important components of the pump, and its influence on the flow inside the pump. The analysis parameters are fill rate of the shirt, Pressure Drop, difficulties in closing and predict the occurrence of pump off. The study uses a typical pump system geometry, which was built using Inventor ® 3D CAD the real 3D geometric conditions. The Ansys Fluent version 14.5 software was used to solve the coupled equation system of fluid flow and motion of the standing valve, considered rigid. The final computational model allowed to judge if the type of bottom pump chosen is adequate and predict the occurrence of pump off, in order to achieve a longer service life of the downhole pump and evaluate the best performance upon various operating conditions. As a final product, was obtained a tool for the analysis of standing valves pumps background in order to avoid premature failure.

**Keywords:** Artificial Lift. Sucker Rod Pump. Standing Valve. CFD.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - “Pancada de fluido” que é o impacto do pistão da bomba de fundo com a superfície do fluido e a abertura brusca da válvula de passeio até então fechada. Fonte: Barros Filho (2002).....	16
Figura 2 - Etapas do fluxo na produção de petróleo. Fonte: Nico Filho (2010). .....	19
Figura 3 - Curva de IPR para o modelo linear. Fonte: Nascimento (2005).....	21
Figura 4 - Curva de IPR não linear representada pelo modelo de Vogel. Fonte: Nascimento (2005).....	22
Figura 5 - Combinação entre a curva de IPR e a curva de TPR. Fonte: Nascimento (2005).....	23
Figura 6 - Sistema de Bombeio Mecânico. Fonte: Maitelli (2010). .....	26
Figura 7 - Bomba de fundo. Fonte: Assmann (2008) modificada. ....	28
Figura 8 - Vista explodida da válvula de pé.....	29
Figura 9 - Gaiola da válvula de pé. Fonte: API Specification 11AX (2006). ....	30
Figura 10 - Etapas do curso ascendente. Fonte: Assmann (2008). ....	32
Figura 11 - Etapas do curso descendente. Fonte: Assmann (2008). ....	32
Figura 12 - Viscosidade vs. Temperatura para três tipos de óleos. Fonte: Queiroz (2006) Modificada. ....	36
Figura 13 - Volume de controle 1D utilizado no método de volumes finitos. Fonte: Versteeg & Malalasekera (2007).....	38
Figura 14 - Válvula de pé utilizada neste trabalho incluindo as principais partes e dimensões.....	44
Figura 15 - Vista superior do volume da geometria mostrando a divisão em três partes simétricas. ....	46
Figura 16 - Comparação entre o equipamento real (esquerda) e a geometria digitalizada (direita). ....	46
Figura 17 - Componentes da válvula: (A) gaiola, (B) esfera, (C) sede, (D e E) niples e (F) selo.....	47
Figura 18 - Geometria da válvula montada. ....	47
Figura 19 - Geometria da válvula montada com detalhes internos. ....	47
Figura 20 - Geometria do equipamento completa com o tubo externo.....	48
Figura 21 - Negativo da geometria (volume de controle para a simulação). ....	48

Figura 22 - Volume de controle para as simulações nas visões laterais (A e C), frente (B) e fundo (D). .....	54
Figura 23 - Contornos do volume de controle. ....	54
Figura 24 - Deformação da malha durante a simulação na fatia de 120°. ....	58
Figura 25 - Detalhe da deformação da malha durante a movimentação da esfera. ...	58
Figura 26 - Localização de aplicação do método <i>density</i> . ....	60
Figura 27 - Localização do <i>Cut Plane</i> em relação à geometria. ....	60
Figura 28 - Comparação entre os elementos volumétricos das cinco malhas geradas. Observar a influência do método <i>density</i> nas malhas 3, 4 e 5. ....	61
Figura 29 - Detalhe da malha. ....	62
Figura 30 - Detalhe do contato entre os elementos prismáticos e tetraédricos. ....	62
Figura 31 - Contorno de pressão no (A) início da abertura da válvula; (B) momento imediatamente antes da esfera tocar no topo da gaiola. ....	65
Figura 32 - Posição da esfera em função do tempo de subida até o topo da gaiola. ....	66
Figura 33 - Velocidade da esfera em função do tempo de subida até o topo da gaiola. ....	67
Figura 34 - Contorno de velocidade no (A) início do fluxo pela válvula; (B) momento imediatamente antes da esfera tocar no topo da gaiola. ....	67
Figura 35 - Vetor velocidade do fluido no início do fluxo quando a esfera encontra-se muito próxima da sede. ....	68
Figura 36 - Vetor velocidade do fluido no interior da gaiola no momento imediatamente antes da esfera tocar no topo da gaiola. ....	69
Figura 37 - Variação temporal da velocidade média do fluido no plano de entrada da bomba. ....	70
Figura 38 - Influência da $P_{intake}$ e curso do pistão no projeto da bomba. ....	74

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados do fluido utilizado. ....	44
Tabela 2 - Dados do equipamento e medidas auxiliares para construção da geometria. ....	45
Tabela 3 - Informações referentes ao caso 1 de um total de 24 cenários considerados.....	49
Tabela 4 - Modelos baseados nas médias de Reynolds (FLUENT, 2013).....	51
Tabela 5 - Identificação das condições de contorno. ....	55
Tabela 6 - Valores utilizados nos fatores de sub-relaxação (FLUENT, 2014).....	56
Tabela 7 - Número de elementos das cinco malhas testadas.....	59
Tabela 8 - Principais dados de entrada para as simulações. ....	72
Tabela 9 - Resultados das simulações.....	73

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1 Objetivos.....	17
<b>1.1.1 Objetivo geral .....</b>	<b>17</b>
<b>1.1.2 Objetivos específicos .....</b>	<b>17</b>
1.2 Justificativa .....	18
1.3 Estrutura do trabalho .....	18
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>19</b>
2.1 Fluxo no meio poroso .....	20
2.2 Pressão disponível .....	20
2.3 Pressão requerida .....	22
2.4 Elevação de petróleo: classificação.....	23
2.5 Bombeio mecânico com hastes – BM.....	24
<b>2.5.1 Componentes de um sistema de bombeio mecânico .....</b>	<b>26</b>
<b>2.5.2 Bomba de fundo do sistema BM.....</b>	<b>27</b>
<b>2.5.3 Ciclo de bombeio .....</b>	<b>31</b>
<b>2.5.4 Tipos de bombas.....</b>	<b>33</b>
<b>2.5.5 Seleção da bomba.....</b>	<b>34</b>
<b>2.5.6 Efeito da viscosidade no bombeio .....</b>	<b>35</b>
2.6 Método dos volumes finitos .....	36
2.7 Fluidodinâmica computacional.....	38
2.8 Revisão bibliográfica.....	39
<b>3 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA E METODOLOGIA DE SOLUÇÃO.....</b>	<b>43</b>
3.1 Especificação do problema.....	43
<b>3.1.1 Geometria da válvula de pé.....</b>	<b>44</b>
<b>3.1.2 Casos estudados .....</b>	<b>48</b>
3.2 Formulação matemática .....	49
<b>3.2.1 Modelagem da turbulência: equações médias de Navier-Stokes .....</b>	<b>50</b>
<b>3.2.2 Condições de contorno .....</b>	<b>53</b>

3.3 Abordagem numérica.....	55
<b>3.3.1 Tratamento da movimentação da esfera no ambiente Fluent .....</b>	<b>56</b>
<b>3.3.2 Escolha do grau de refinamento da malha .....</b>	<b>59</b>
<b>3.3.3 Procedimento de obtenção da primeira solução.....</b>	<b>63</b>
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>64</b>
<b>5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES .....</b>	<b>75</b>
5.1 Sugestões de trabalhos futuros .....	76
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>77</b>

## 1 INTRODUÇÃO

As empresas petrolíferas têm buscado cada vez mais antecipar a produção dos campos devido à necessidade de cobrir os custos. Assim os métodos de elevação artificial são de extrema importância para essa antecipação, pois otimizam e mantêm a produção dos poços, mesmo com o declínio da pressão no decorrer dos anos. Dependendo das características dos poços e dos fluidos produzidos alguns métodos de elevação artificial são mais indicados que outros.

Conforme o Balanço Energético Nacional (BEN) de 2014, a oferta interna de energia no Brasil está dividida em 41% para fontes renováveis e 59% para fontes não renováveis, sendo que 52,1% do total é apenas para gás natural, petróleo e seus derivados (EPE, 2014).

Ainda de acordo com esse relatório, em 2013, a oferta interna de energia (total de energia demandada no país) obteve uma taxa de crescimento de 4,5%. Desse incremento, 80% foi causado pelo aumento no consumo de gás natural, petróleo e derivados. Basicamente ocorreu uma redução na oferta interna de hidroeleticidade, aumentando a geração térmica, seja gás natural, carvão mineral ou óleo. Contribuiu também para esse aumento o setor de transporte, que pelo segundo ano consecutivo cresceu significativamente (EPE, 2014).

Devido a essa grande participação na matriz energética que o petróleo possui no Brasil a antecipação da produção é de extrema importância para a economia do país.

Na produção de óleos pesados em campos terrestres (*onshore*), devido à necessidade de injeção cíclica de vapor, o método de elevação artificial mais indicado é o Bombeio Mecânico com Hastes (BM). Porém quando a temperatura dos reservatórios diminui e a viscosidade do óleo aumenta esse método apresenta algumas deficiências que em alguns casos impossibilita até mesmo a continuidade operacional.

Um dos pontos de maior problema na bomba de fundo do BM, quando operando com óleos viscosos, é a válvula de pé. Normalmente, devido à dificuldade de escoamento, o diâmetro de admissão da bomba é maximizado visando uma diminuição das perdas de carga favorecendo um completo enchimento da camisa da bomba. Essa maximização na maioria das vezes causa um superdimensionamento

da bomba e dos componentes de sub-superfície. Quando se combinam altas viscosidades e altas velocidades de bombeio, é identificado um dos fenômenos prejudiciais ao sistema, a “pancada de fluido”. Esse fenômeno ocorre devido ao preenchimento incompleto da camisa da bomba, muitas vezes causado por esse superdimensionamento da bomba. Assim no ciclo descendente de bombeio a válvula de passeio permanece fechada até encontrar o nível de fluido dentro da camisa. Nesse momento ocorre uma abertura abrupta da válvula devido a velocidade maior no meio do ciclo (BARROS FILHO, 2002).

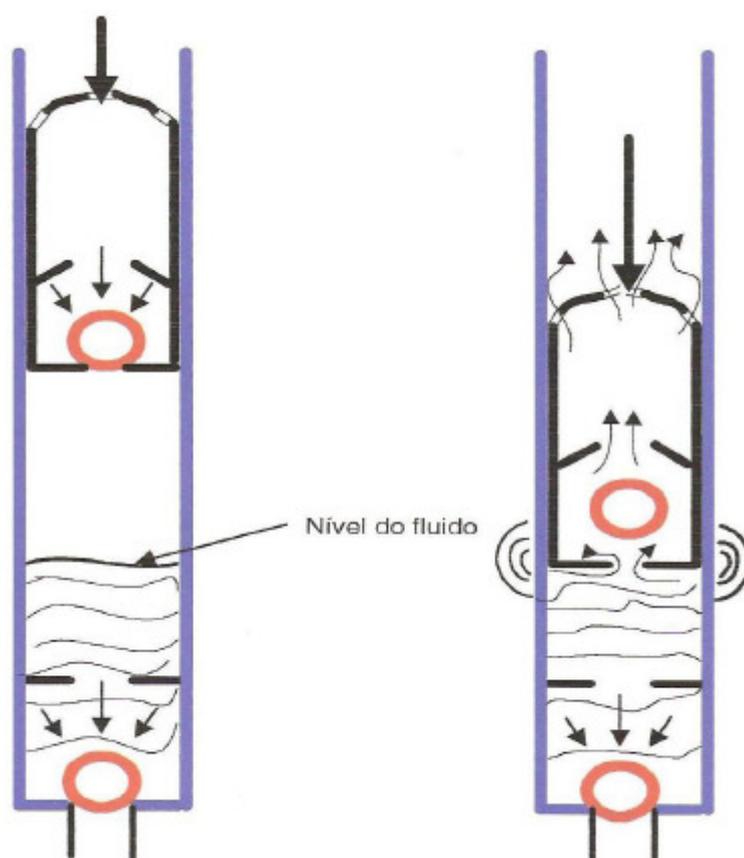


Figura 1 - “Pancada de fluido” que é o impacto do pistão da bomba de fundo com a superfície do fluido e a abertura brusca da válvula de passeio até então fechada. Fonte: Barros Filho (2002).

A pancada de fluido prejudica todo o sistema de bombeio e deve ser evitada principalmente por causar falhas nas válvulas devido ao choque da esfera com a sede ou a gaiola, rompimento da camisa da bomba, quebra das hastes de bombeio, vazamentos na coluna de produção e afetar até mesmo a unidade de bombeio. Esse fenômeno é detectado através da carta dinamométrica onde são medidas as cargas

na haste polida em relação à posição angular da UB. Em alguns casos é possível percebê-lo na superfície devido ao ruído produzido (BARROS FILHO, 2002).

Outros fenômenos ocorrem na válvula de pé, como a deposição de sedimentos, dificultando o seu correto fechamento, causando assim vazamentos e ineficiência do sistema. Esse problema pode ser mitigado alterando construtivamente os componentes da válvula de pé, entre eles o diâmetro e peso da esfera. Entendendo-se os pontos de perda de carga e estagnação de pressão, evita-se também outro problema causado pelo “colamento” da esfera na sede, dificultando assim o ingresso do fluido pela admissão da bomba.

## **1.1 Objetivos**

### **1.1.1 Objetivo geral**

O objetivo geral desse trabalho é avaliar como os parâmetros escolhidos influenciam na vida útil da bomba de subsuperfície do sistema de bombeio mecânico com hastes.

### **1.1.2 Objetivos específicos**

- ✓ Obter um modelo geométrico tridimensional detalhado para os componentes da válvula de pé da bomba de fundo do BM de uma bomba do fabricante Bolland com o diâmetro da camisa de 2 ¾”;
- ✓ Simular o escoamento dos fluidos através da válvula de pé com o uso da técnica de fluidodinâmica computacional para a determinação do tempo e velocidades de abertura e fechamento da esfera, além dos gradientes de pressão ao longo do escoamento;
- ✓ Desenvolver uma tabela operacional com as combinações de curso / ciclos por minuto (cpm) / pressão *intake* que evitem a “pancada de fluido”.

## **1.2 Justificativa**

Embora o BM seja um dos métodos de elevação mais antigos, são escassos na literatura trabalhos que visam o estudo fluidodinâmico no interior da bomba de fundo do BM, assim a grande maioria dos projetos são baseados em estudos empíricos e na base da tentativa e erro. Dessa forma, problemas operacionais são comuns de aparecer, principalmente quando o bombeamento ocorre com fluidos de alta viscosidade, típicos da região norte do Espírito Santo.

Atento a esse problema e devido ao envolvimento direto com o mesmo surgiu a proposta de realizar um estudo mais aprofundado nesse equipamento, especificamente na válvula de pé por ser o componente mais problemático do conjunto, buscando identificar pontos de melhorias no sistema.

## **1.3 Estrutura do trabalho**

Neste primeiro capítulo é apresentada a importância dos métodos de elevação artificial dando ênfase ao Bombeio Mecânico com Hastes demonstrando os principais problemas operacionais. São apresentados, também, os objetivos, a justificativa e a estrutura do trabalho.

No capítulo 2 é mostrada a fundamentação teórica que serviu como base da dissertação, apresentando desde os conceitos iniciais da elevação do petróleo até as características do Bombeio Mecânico. Nesse capítulo é apresentado também o Método dos Volumes Finitos, a Fluidodinâmica Computacional e realizado uma revisão bibliográfica sobre o tema.

No capítulo 3 é apresentada a definição do problema e a metodologia de solução.

No capítulo 4 são apresentados os resultados e discussões que farão parte das conclusões e sugestões de trabalhos futuros do capítulo 5.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O fluxo na produção de petróleo, como será tratado neste trabalho envolve, basicamente, três etapas distintas, sendo elas:

- **Recuperação:** representa o fluxo do fluido presente no reservatório até os canhoneados. Essa etapa está relacionada com as características do reservatório, como porosidade, permeabilidade, e do óleo, como viscosidade e densidade.
- **Elevação:** representa o fluxo ascendente do fluido do poço, desde os canhoneados até a cabeça do poço. As características dessa etapa são a presença de uma tubulação vertical ou inclinada (coluna de produção), maior gasto de energia para deslocamento vertical resultado do elevado peso da coluna hidrostática, e baixa troca térmica.
- **Coleta:** representa o fluxo do fluido desde a cabeça do poço até o tanque de produção, ou separador de produção nas estações de processamento primário no caso de sistema *onshore*. As características dessa etapa são maior gasto de energia por atrito no trecho horizontal e elevada troca térmica.

Na Figura 2 são apresentadas estas principais etapas mencionadas.

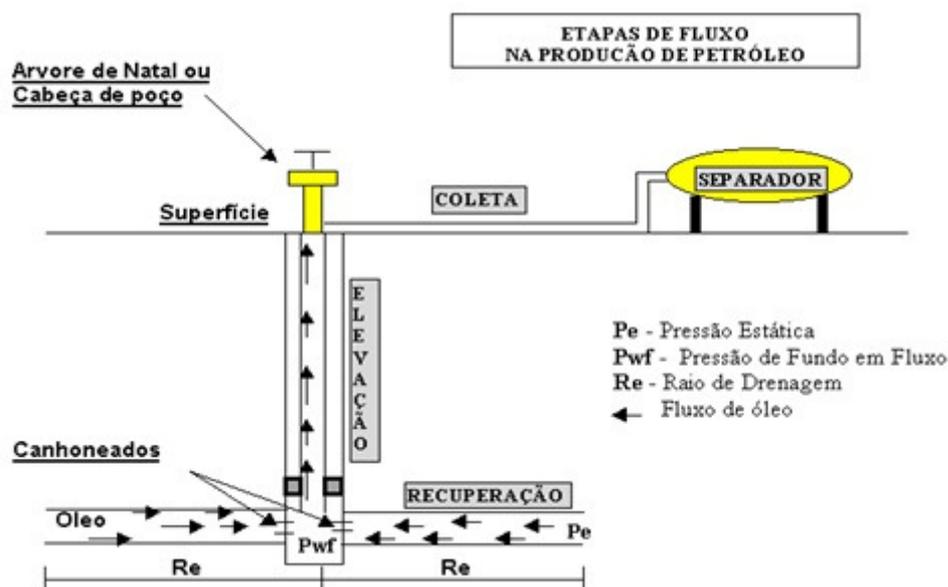


Figura 2 - Etapas do fluxo na produção de petróleo. Fonte: Nico Filho (2010).

## 2.1 Fluxo no meio poroso

O fluxo no meio poroso é influenciado pelo diferencial de pressão ( $\Delta P$ ) entre a pressão estática ( $P_e$ ) e a pressão de fundo em fluxo ( $P_{wf}$ ). Assim,  $\Delta P = (P_e - P_{wf})$ . O  $\Delta P$  é importante para a vazão de produção ( $Q$ ), pois a mesma é obtida através desse diferencial de pressão, multiplicado pelo índice de produtividade ( $IP$ ), definida pela Equação 1 (MAITELLI, 2010).

$$IP = \frac{Q}{(P_e - P_{wf})}, \quad (1)$$

onde  $IP$  é o Índice de produtividade ((stdm<sup>3</sup>/d)/(kgf/cm<sup>2</sup>)),  $Q$  é a vazão de produção (stdm<sup>3</sup>/d),  $P_e$  é a pressão estática do reservatório (kgf/cm<sup>2</sup>),  $P_{wf}$  é a pressão de fluxo no fundo de poço (kgf/cm<sup>2</sup>).

O  $IP$ , diferentemente das outras variáveis, possui um valor constante para cada conjunto reservatório – poço e é influenciado pelas características da rocha e do fluido que será escoado. O  $IP$  é a grandeza que representa a qualidade do reservatório e do fluido em questão. Desse modo é possível comparar a “capacidade” de produção de um poço pelo seu  $IP$ . Para um mesmo diferencial de pressão, um poço com elevado  $IP$  tem melhores características de fluido e/ou melhores características de rocha do que um poço de  $IP$  baixo, e apresentará uma vazão maior (MAITELLI, 2010).

## 2.2 Pressão disponível

A pressão disponível, como o próprio nome diz, é a pressão resultante depois de descontar as perdas de carga de um ponto do reservatório até os canhoneados.

A *Inflow Performance Relationship* (IPR) é a curva de pressão disponível no poço na profundidade do canhoneado, para diferentes vazões e representa o comportamento de um reservatório ao produzir o óleo através do poço. Para ocorrer o escoamento do fluido do reservatório para o poço é necessário um diferencial de pressão ( $\Delta P$ ). Para um reservatório heterogêneo a IPR pode diferir de um poço para outro. A curva de IPR é definida geralmente no gráfico de pressão de fluxo no fundo versus vazão na superfície ( $P_{wf} \times Q$ ). Este gráfico é muito útil para estimar o  $IP$  do

poço, para projetar o diâmetro das tubulações, e para escolher um método de elevação artificial mais adequado a essas características. (LYONS; PLISGA, 2005)

A curva de IPR é linear (Equação 2) para valores de  $P_{wf}$  maiores que a pressão de saturação ( $P_{sat}$ ), e para valores de  $P_{wf}$  menores que  $P_{sat}$  é aproximadamente uma parábola, representada pelo modelo de Vogel (1968), Equação 3. As Figuras 3 e 4 mostram as curvas de IPR para as situações comentadas.

$$P_{wf} = P_e - \frac{Q}{IP} \quad (2)$$

$$\frac{Q}{AOFP} = 1 - 0,2 \left( \frac{P_{wf}}{P_e} \right) - 0,8 \left( \frac{P_{wf}}{P_e} \right)^2 \quad (3)$$

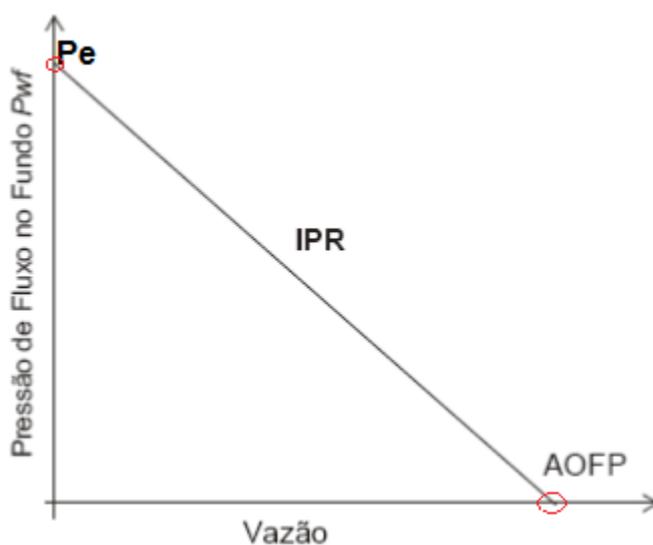


Figura 3 - Curva de IPR para o modelo linear. Fonte: Nascimento (2005).

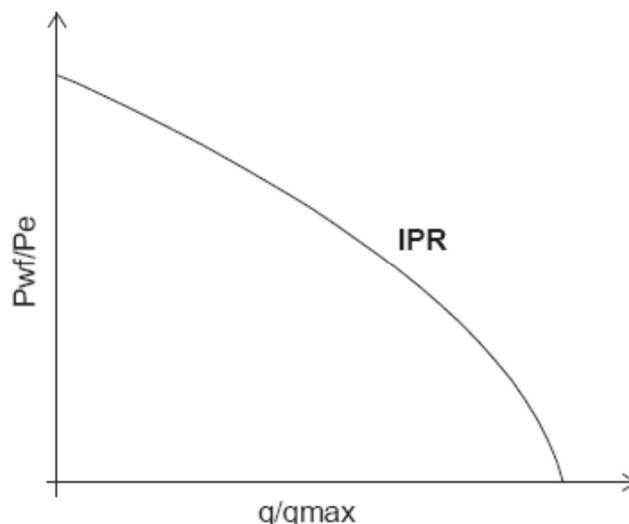


Figura 4 - Curva de IPR não linear representada pelo modelo de Vogel. Fonte: Nascimento (2005).

O *AOFP* (*Absolute Open Flow Potential*) é o ponto onde as curvas de IPR interceptam o eixo de vazão. Este ponto representa a máxima vazão teórica do reservatório para pressão de fluxo zero ou de forma equivalente, quando o *drawdown* ( $P_e - P_{wf}$ ) é máximo. Porém, esta vazão não é alcançada, pois na prática não é possível reduzir a pressão de fluxo no fundo a zero (NASCIMENTO, 2005).

### 2.3 Pressão requerida

A pressão requerida é a pressão necessária para vencer todas as perdas de carga de um ponto qualquer até outro.

A *Tubing Performance Relationship* (TPR) é a curva de pressão requerida no poço na profundidade do canhoneado para diferentes vazões. Pode ser definida como o comportamento do poço em relação ao fornecimento de pressão aos fluidos do fundo do poço à superfície. A curva TPR é conseguida através de um gráfico da vazão contra a pressão de fluxo. Para uma pressão especificada da cabeça do poço, as curvas TPR variam com o diâmetro da tubulação. Também, para um diâmetro dado da tubulação, as curvas variam com pressão da cabeça de poço (LYONS; PLISGA, 2005).

As curvas de pressão requerida (TPR) são usadas para determinar a capacidade de produção do poço. Plotando a IPR e a TPR no mesmo gráfico, um índice de produção máxima estabilizada pode ser estimada. Desse modo, o maior

diâmetro da coluna e a maior vazão podem ser obtidos. Porém existe um diâmetro crítico que limita esse índice, diminuindo uniformemente a capacidade do poço. Com os dados do tamanho da coluna, é possível achar a menor pressão de cabeça de poço para um mais alto índice de produção (LYONS; PLISGA, 2005).

A Figura 5 apresenta o comportamento da curva TPR em relação à IPR, traçadas para a profundidade do reservatório (canhoneado). Quando as duas curvas se intersectam o poço é surgente e produz à vazão obtida por essa intercessão.

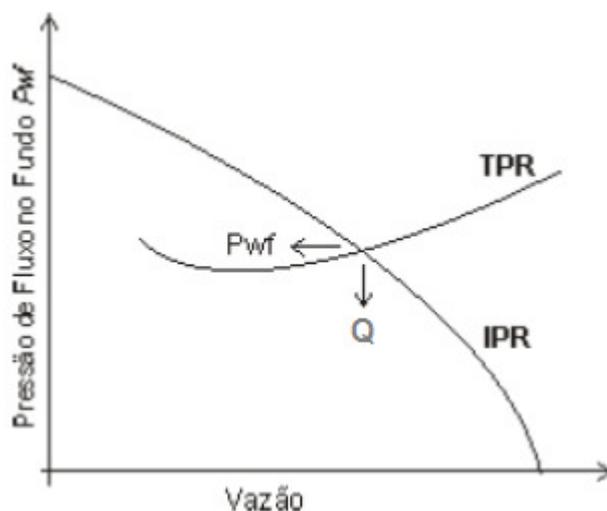


Figura 5 - Combinação entre a curva de IPR e a curva de TPR. Fonte: Nascimento (2005).

## 2.4 Elevação de petróleo: classificação

Geralmente, no início da vida produtiva do poço, a pressão do reservatório é elevada, possibilitando que os fluidos alcancem a superfície sem auxílio de qualquer método artificial. São conhecidos como poços surgentes ou que produzem por elevação natural.

Quando a pressão do reservatório não é mais suficiente para elevar os fluidos do fundo do poço até a superfície, tem-se a necessidade de fornecer energia (pressão) ou diminuir as perdas de carga. Assim utilizam-se equipamentos específicos para fornecer essa energia. Essa definição é conhecida como elevação artificial. A elevação artificial pode ser utilizada também para maximizar a produção, mesmo quando esta é viável naturalmente.

A elevação artificial tem, basicamente, duas modalidades, por bombeamento ou pneumático.

- **Bombeamento:** quando se utiliza algum tipo de bombeio para fornecer uma

redução da pressão de fundo para a elevação do fluido até a superfície. São exemplos desse método o Bombeio Mecânico (BM), Bombeio por Cavidades Progressivas (BCP) e Bombeio Centrífugo Submerso (BCS).

- **Pneumáticos:** quando se utiliza a injeção de gás em algum ponto da coluna de produção com a finalidade de diminuir a densidade dos fluidos, diminuindo assim as perdas de carga deste ponto até a superfície causada pela coluna hidrostática. Como exemplo tem-se o *Gas Lift* Contínuo (GLC).

A seleção do melhor método de elevação artificial para um determinado poço ou campo depende de vários fatores. Os principais a serem considerados são: número de poços, diâmetro do revestimento, produção de areia, razão gás-líquido, vazão, profundidade do reservatório, viscosidade dos fluidos, mecanismo de produção do reservatório, disponibilidade de energia, acesso aos poços, distância dos poços às estações ou plataformas de produção, equipamento disponível, pessoal treinado, investimento, custo operacional, segurança, entre outros. (THOMAS, 2004, p.209)

Todos os métodos possuem vantagens e desvantagens, assim é necessário um conhecimento de todos eles para uma escolha correta. Dos métodos mencionados os mais utilizados para poços *offshore* são o *gas lift* e o BCS, enquanto que para poços *onshore* o BM é o mais difundido, o qual é objeto desta dissertação.

## 2.5 Bombeio mecânico com hastes – BM

O Bombeio Mecânico é o método de elevação artificial de petróleo mais utilizado no Brasil e um dos mais populares do mundo. Quando comparado em termos de volume produzido o BM deixa de ser importante devido ao fato de ser utilizado na maioria das vezes em poços de baixa produtividade. Dessa forma, no Brasil este método é aplicado apenas nos campos de produção terrestres e respondem por cerca de 8 % da produção total de óleo, utilizando algo em torno de 80 % do total de poços produtores (NASCIMENTO, 2005).

Em um sistema de bombeio mecânico, a elevação de fluido resulta do funcionamento de uma bomba alternativa de simples efeito, instalada no fundo do poço. O movimento alternativo é produzido na superfície por uma unidade de bombeio e transmitido ao pistão da bomba de fundo por uma coluna de hastes, o qual, com isto, consegue elevar uma determinada quantidade de fluido para a superfície (THOMAS, 2004).

O BM pode ser utilizado em poços com baixíssima vazão até aos que tem altas vazões. Quanto maior a profundidade de assentamento da bomba de fundo mais rápida é a queda na capacidade de vazão disponível. Essa limitação é causada pelo uso da coluna de hastes, já que as cargas suportadas dependem do limite de tensão do material usado na fabricação das mesmas. Materiais mais resistentes permitem maiores solicitações em termos de tensão na coluna de hastes, viabilizando assim maior vazão de produção. Estes fatos nos conduzem para a conclusão de que os principais fatores limitantes da capacidade de vazão de um sistema de bombeio mecânico são a profundidade de assentamento da bomba de fundo e a tensão nas hastes de bombeio (NICO FILHO, 2010).

As principais vantagens e desvantagens de um sistema de bombeio mecânico segundo Nico Filho (2010) são listadas a continuação:

#### **Vantagens:**

- É um método de elevação bem conhecido, de simples operação e fácil diagnóstico;
- Projeto de instalação é simples, e pode ser feito na própria área de operação;
- Sob determinadas condições, pode ser utilizado até o abandono do poço;
- A capacidade de bombeio, respeitados seus limites, pode ser modificada para acomodar possíveis alterações na curva de produtividade do poço.
- Operação em regime é também factível, usando *pump off controllers*;
- Pode operar em poços com alta temperatura (injeção de vapor).

#### **Desvantagens:**

- A profundidade de assentamento da bomba de fundo é limitada, principalmente, resistência mecânica do material usado na fabricação das hastes;
- A presença de gás livre na sucção da bomba de fundo pode reduzir drasticamente a capacidade de bombeio de líquido do sistema;
- Em poços desviados, o atrito do tipo metal-metal pode aumentar substancialmente as falhas mecânicas;
- A unidade de bombeio é bastante pesada e ocupa um espaço considerável das instalações de superfície nas imediações do poço;
- Na presença de sólidos, devido à abrasão, a sua operação não é recomendada.

Como a bomba de fundo deste método é objeto de estudo nesta dissertação, o tema será abordado de forma mais detalhada nas sub-seções § 2.5.1 a § 2.5.6.

### 2.5.1 Componentes de um sistema de bombeio mecânico

Os componentes de um sistema de bombeio mecânico podem ser classificados em dois grupos: equipamentos de superfície e de sub-superfície. Os principais componentes de um sistema de bombeio mecânico estão representados no esquema da Figura 6 e são (TAKÁCKS, 2003):

- Motor;
- Unidade de bombeio;
- Coluna de hastes;
- Bomba de sub-superfície.

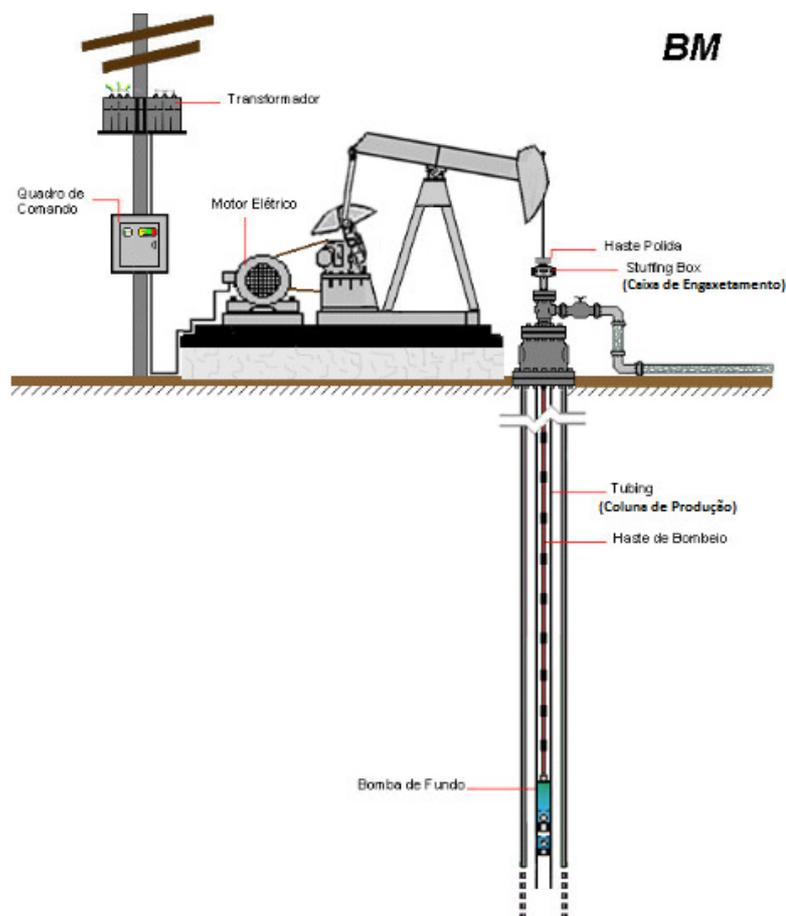


Figura 6 - Sistema de Bombeio Mecânico. Fonte: Maitelli (2010).

Embora somente quatro componentes tenham sido mencionados, o sistema é formado por um número maior de componentes os quais são classificados de forma geral em equipamentos de superfície e de subsuperfície. Os de superfície incluem:

- a) O motor, que pode ser elétrico ou a combustão.
- b) O redutor, que reduz a alta velocidade do motor e aumenta o torque disponível na baixa velocidade.
- c) A unidade de bombeio, que transforma o movimento rotativo do redutor no movimento alternativo requerido para operar a bomba de fundo.
- d) A haste polida, a qual liga a unidade de bombeio à coluna de hastes e proporciona uma vedação na cabeça do poço, para evitar vazamentos na superfície.
- e) Caixa de engaxetamento (*stuffing box*) que garante a vedação na haste polida e uma conexão tipo “T” de bombeio que direciona os fluidos produzidos para a linha de produção. O anular revestimento-tubulação de produção é normalmente ligado com a linha de produção, por uma válvula de retenção.

Já os equipamentos de subsuperfície incluem:

- a) Coluna de hastes, formada por hastes de bombeio, descidas dentro da coluna de produção do poço. A coluna de hastes transfere o movimento alternativo, gerado na superfície, para a bomba de fundo.
- b) O pistão, que é a parte móvel da bomba de fundo, é conectada diretamente à coluna de hastes. O pistão abriga a válvula de passeio (válvula de descarga), que durante o curso ascendente do ciclo de bombeio, sustenta e eleva o líquido contido no anular tubulação de produção-coluna de hastes.
- c) Camisa, que é a parte fixa da bomba de fundo. A válvula de pé é assentada na camisa da bomba de fundo, funciona como uma válvula da admissão, através da qual o fluido do poço penetra na camisa durante o curso ascendente do ciclo de bombeio.

### **2.5.2 Bomba de fundo do sistema BM**

A função da bomba de fundo é fornecer energia ao fluido produzido pelo reservatório, elevando-o para a superfície. O fornecimento dessa energia ao fluido ocorre através do aumento de pressão. A bomba, que é do tipo alternativo, de simples efeito, está localizada na extremidade inferior da coluna de produção e é composta das seguintes partes principais (THOMAS, 2004):

- Camisa (*barrel*);
- Pistão (*plunger*);
- Válvula de pé (*standing valve*);
- Válvula de passeio (*traveling valve*).

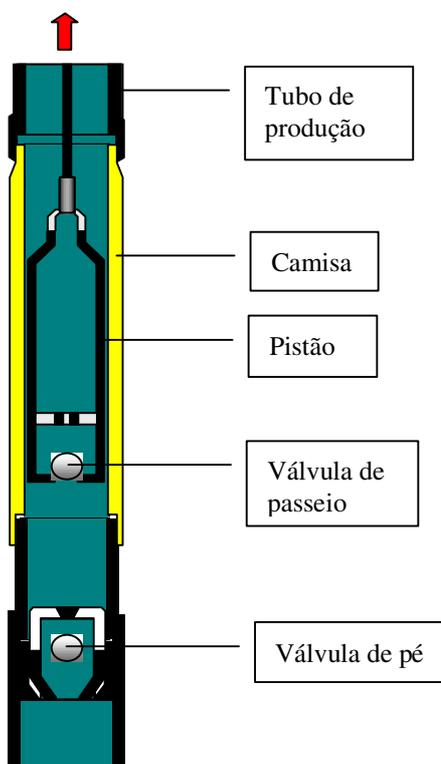


Figura 7 - Bomba de fundo. Fonte: Assmann (2008) modificada.

O princípio de funcionamento das válvulas é simples, pois as mesmas funcionam como uma *check valve* e a vedação é baseada no contato sede-esfera.

A válvula de pé tem a função de sustentar o peso do fluido durante o ciclo descendente promovendo uma vedação e impedindo que o fluido retorne para o poço. No caso específico deste estudo por se tratar de uma bomba dimensionada para trabalhar em alta temperatura a mesma é dividida no *niple* de assentamento com o selo, a sede e esfera e a gaiola, conforme demonstrado na Figura 8.



Figura 8 - Vista explodida da válvula de pé.

A gaiola da válvula de pé possui basicamente duas funções:(i) restringir o deslocamento lateral e vertical da esfera, (ii) permitir o fluxo de fluido para o interior da bomba. A Norma API 11AX (2006) permite que os fabricantes escolham as opções para especificar as válvulas e gaiolas, assim o diâmetro de passagem e a forma da superfície da sede, o formato da gaiola e os processos metalúrgicos dependem de cada fabricante. A falta de padronização pode afetar consideravelmente o desempenho da bomba (TAKÁCKS, 2003).

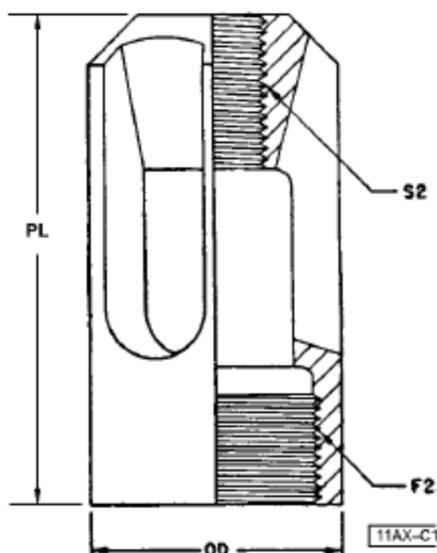


Figura 9 - Gaiola da válvula de pé. Fonte: API Specification 11AX (2006).

A gaiola possui 3 aberturas por onde passa o fluido. O comprimento e o formato dessas aberturas também variam de acordo com o fabricante e principalmente pelo diâmetro da bomba. Devido a esse fato usam-se bombas superdimensionadas quando se trabalha com fluidos viscosos, ficando essa escolha a cargo do engenheiro de elevação no momento do dimensionamento do sistema.

Na parte superior da gaiola existe uma abertura roscada onde é conectado o pescador. O pescador é um pino cônico instalado na extremidade do pistão que tem a função de conectar na válvula de pé e travá-la para ser retirada durante a intervenção com sonda e permitir que o fluido que se encontra acima da mesma retorne para o poço, evitando assim a desconexão da coluna cheia de fluido.

Em relação aos materiais empregados nas bombas Takács (2003) comenta que são utilizados materiais de diferentes propriedades químicas e físicas. A eficiência e durabilidade da bomba estão diretamente relacionadas com a correta seleção desses materiais e se baseia nos seguintes fatores:

- Corrosividade dos fluidos produzidos ( $H_2S$ ,  $CO_2$ );
- Presença de partículas abrasivas (areia);
- Resistência mecânica exigida;
- Compatibilidade dos materiais utilizados;
- Custos.

A vida útil da bomba depende das condições de operação principalmente em relação ao fluido bombeado podendo variar desde alguns dias até o desgaste principalmente das válvulas, o que em alguns casos pode ser superior a 10 anos. As principais falhas de bomba ocorrem na vedação sede-esfera, no pistão e no selo de vedação. Caso ocorra uma falha na bomba é necessário que toda a coluna de produção seja retirada para substituição da mesma. Devido a simplicidade das peças é possível a substituição do elemento com falha e posterior remontagem da bomba em bancada.

A operação de retirada e reinstalação de uma outra bomba dura em média 2 dias, e dependendo da falha pode custar cerca de R\$100.000,00 toda a intervenção (materiais e diárias da sonda).

O diagnóstico de falhas é obtido através de cartas dinamométricas utilizando uma célula de carga que registra o posicionamento e as cargas no decorrer do ciclo de bombeio. Testes de produção também são utilizados para verificar a possibilidade de falhas, neste caso realiza-se uma mediação do volume produzido e compara com a vazão teórica da bomba.

### **2.5.3 Ciclo de bombeio**

Segundo Thomas (2004) o ciclo de bombeio é dividido em curso ascendente (*upstroke*) e curso descendente (*downstroke*). No curso ascendente, o peso do fluido que está dentro da coluna de produção mantém a válvula de passeio fechada. É criada uma zona de baixa pressão na camisa da bomba na região abaixo do pistão e acima da válvula de pé, fazendo com que esta se abra, permitindo assim a passagem de fluido que está no anular do poço para o interior da bomba. Com esse movimento, todo o fluido que está acima do pistão é elevado com o movimento da coluna de hastes. Dessa forma, a porção do fluido que está mais próximo da superfície entra na linha de produção e é deslocado para o vaso separador nos ciclos seguintes.

Já no curso descendente devido à compressão do fluido que está no interior da camisa da bomba a válvula de pé fecha. Como a descida do pistão prossegue as pressões acima e abaixo do mesmo se igualam e a válvula de passeio se abre, proporcionando assim a passagem de fluido da camisa para cima do pistão. Ao final do curso descendente e ao iniciar o curso ascendente, um novo ciclo se reinicia, assim a válvula de passeio fecha e a de pé abre. Esse tempo entre a abertura e fechamento

das válvulas é praticamente desprezível, entretanto pode ser afetado pela viscosidade do fluido, nível de fluido no interior da camisa, “colamento” da esfera na sede, densidade da esfera e contato sede/esfera. As Figuras 10 e 11 mostram a posição das válvulas e o fluxo de fluidos durante o ciclo ascendente e descendente do pistão.

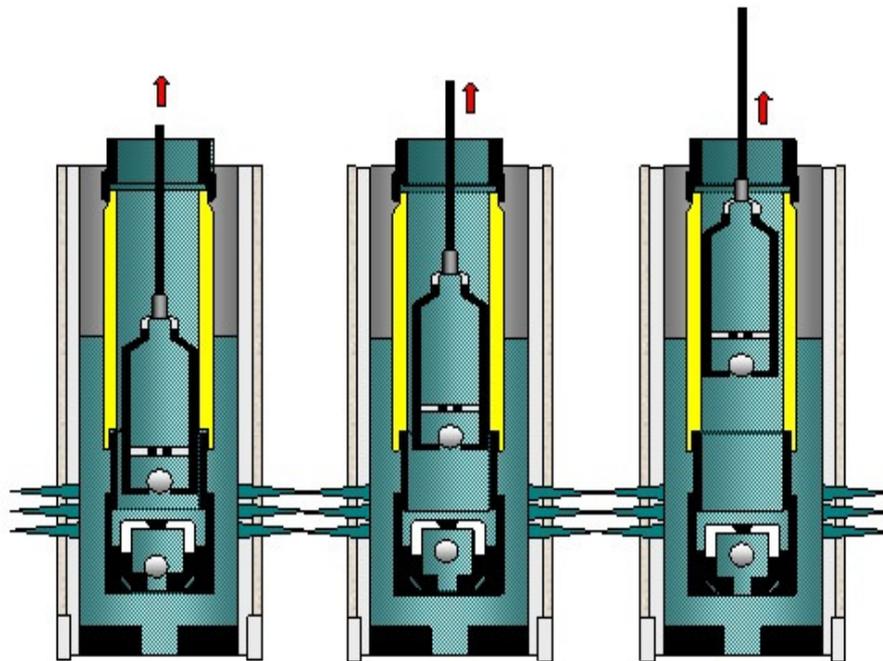


Figura 10 - Etapas do curso ascendente. Fonte: Assmann (2008).

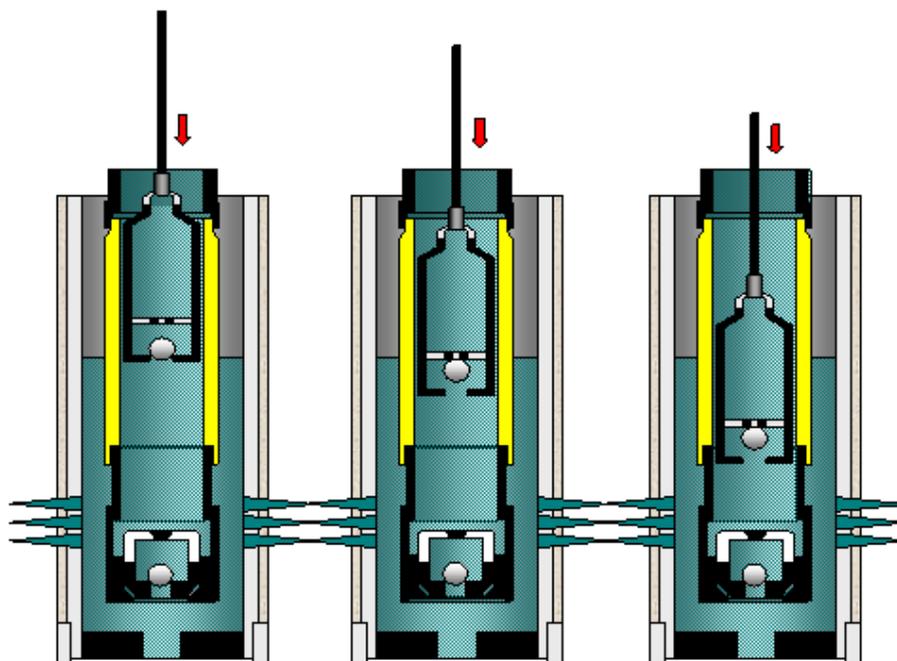


Figura 11 - Etapas do curso descendente. Fonte: Assmann (2008).

#### 2.5.4 Tipos de bombas

No Bombeio Mecânico são utilizados dois tipos de bombas:

- Tubulares (*tubing pumps*);
- Insertáveis (*insert* ou *rod pumps*).

Nas bombas tubulares, a camisa e a sapata da válvula de pé são descidas juntamente com a coluna de produção, sendo acopladas por conexões rosqueáveis em sua extremidade inferior. Já o pistão e a válvula de passeio são acoplados por conexões rosqueáveis na extremidade da coluna de hastes. Devido à essas características as bombas tubulares apresentam vantagens em relação às insertáveis de possuírem maior capacidade de vazão, maior simplicidade e são mais adequadas para bombear fluidos viscosos. Como desvantagem, em caso de falha e substituição ou para inspeção da camisa é necessário retirar toda a coluna de produção (ASSMANN, 2008).

Uma característica construtiva das bombas tubulares é que podem ser acrescidos *nipples* de extensão da camisa. Esses *nipples* possuem diâmetro interno um pouco superior ao da camisa e podem ser instalados nas duas extremidades, ou seja, entre a camisa e a válvula de pé, e logo acima da camisa. A função do *niple* inferior é acumular detritos e o superior é permitir a saída do pistão da camisa, aumentando assim o curso efetivo. Devido ao fato de que esse acúmulo de detrito pode ser prejudicial quando se trabalha com óleos pesados adotou-se nesse trabalho a retirada do *niple* inferior, prática essa largamente adotada na indústria petrolífera (NICO FILHO, 2010).

No caso das bombas insertáveis todas as partes da bomba descem conectadas à coluna de hastes, dessa forma a mesma é presa na coluna de produção através de travas que podem ser de fibra ou de ação mecânica. Essas travas podem estar localizadas na parte superior ou na parte inferior da bomba. Devido a necessidade de passagem pelo interior da coluna de produção o diâmetro da bomba é menor, limitando em alguns casos a vazão. A vantagem desta configuração é a simplificação de uma intervenção com sonda, já que não é necessária a retirada da coluna de produção para substituição da bomba (TAKÁCKS, 2003).

### 2.5.5 Seleção da bomba

A bomba é selecionada de acordo com os seguintes fatores (NICO FILHO, 2010):

- Vazão desejada;
- Profundidade de assentamento;
- Dimensões da coluna de produção e do revestimento;
- Características do fluido a ser bombeado.

São três parâmetros que determinam o deslocamento volumétrico fornecido pela bomba PD – *Pump Displacement*, m<sup>3</sup>/d: diâmetro da camisa, curso efetivo do pistão e velocidade de bombeio, de acordo com a seguinte equação

$$PD = 2,36 \times 10^{-2} A_p S_p N, \quad (4)$$

onde  $A_p$  – área do pistão, pol<sup>2</sup>;  $S_p$  – curso efetivo do pistão, pol;  $N$  – velocidade de bombeio em cpm (ciclos por minuto).

Como a eficiência volumétrica,  $E_v$ , de uma bomba é sempre inferior a 1, a vazão obtida na superfície será menor do que o deslocamento volumétrico. Essa diferença ocorre devido ao vazamento de líquido ao redor do pistão no curso ascendente, à compressibilidade do fluido e ao enchimento incompleto da camisa com líquido vindo do espaço anular. Desta forma, a vazão de produção do poço  $q$  na superfície em m<sup>3</sup>/d, pode ser calculada por

$$q = PD E_v, \quad (5)$$

A eficiência volumétrica situa-se entre 0,7 e 0,8, sendo influenciada pela razão gás-líquido do fluido da formação, viscosidade do fluido e profundidade da bomba. As características da bomba, do material a ser utilizado, da folga entre pistão e camisa são determinadas pelos fluidos a serem produzidos.

As bombas utilizadas na indústria do petróleo são especificadas de acordo com a norma API SPEC 11AX (2006) (TAKÁCKS, 2003). A codificação padronizada para determinação dos tipos de bomba, de acordo com a norma, é

**AB – CDE – FGHI – J – K – L – M**

onde:

AB – diâmetro da coluna de produção

15 – 1,9" DE

20 – 2 3/8" DE

25 – 2 7/8" DE

30 – 3 1/2" DE

CDE – diâmetro interno da camisa

125 – 1 1/4"

150 – 1 1/2"

175 – 1 3/4"

178 – 1 25/32"

200 – 2"

225 – 2 1/4"

250 – 2 1/2"

275 – 2 3/4"

F – tipo de bomba

R – insertável

T – tubular

G – tipo de camisa (para pistão metálico)

H – inteiriça com parede grossa

W – inteiriça com parede fina

L – camisa seccionada – *liner*

H – localização da trava

A – topo da bomba

B – base da bomba

I – tipo de trava

C – tipo copos (fibra)

M – tipo mecânico

J – comprimento da camisa, em pés

K – comprimento nominal do pistão, em pés

L – comprimento da extensão superior, em pés

M – comprimento da extensão inferior, em pés.

Além dessas informações a norma Petrobras N-2323 define os materiais que serão feitas as peças e a folga entre o pistão e a camisa.

**2.5.6 Efeito da viscosidade no bombeio**

A viscosidade aumenta com a redução do grau API, dessa forma quanto mais pesado o óleo maior é a sua viscosidade. Para as características do petróleo produzido no Norte Capixaba, que é um petróleo caracterizado pela Petrobras como pesado (<18<sup>o</sup>API), a viscosidade e mecanismos que viabilizam a sua redução são de

extrema importância para a produção comercial dos reservatórios. Essa alta viscosidade afeta o desempenho das válvulas de pé e de passeio, pois retardam a sua abertura e fechamento, além da possibilidade de formar borras nos internos das válvulas causando um “colamento” da esfera. Assim, buscam-se alternativas para a redução da viscosidade, sendo uma delas a injeção de vapor cujo objetivo é o aumento da temperatura dos reservatórios e consequente redução da viscosidade do óleo.

O ponto de partida para o desenvolvimento dos métodos térmicos foi devido aos efeitos do aquecimento do óleo que causa a redução da viscosidade. A Figura 12 ilustra a sensibilidade da viscosidade com a temperatura. Quanto mais pesado o óleo mais acentuado é o decréscimo da viscosidade com o aumento da temperatura, assim a aplicação dos métodos térmicos em óleos pesados tem obtido sucesso. Apesar de benéfico para a redução da viscosidade a alta temperatura cria a necessidade de utilização de uma completação diferenciada com materiais nas bombas resistentes, dessa forma são aplicadas proteções especiais ou utilizado ligas metálicas diferentes.

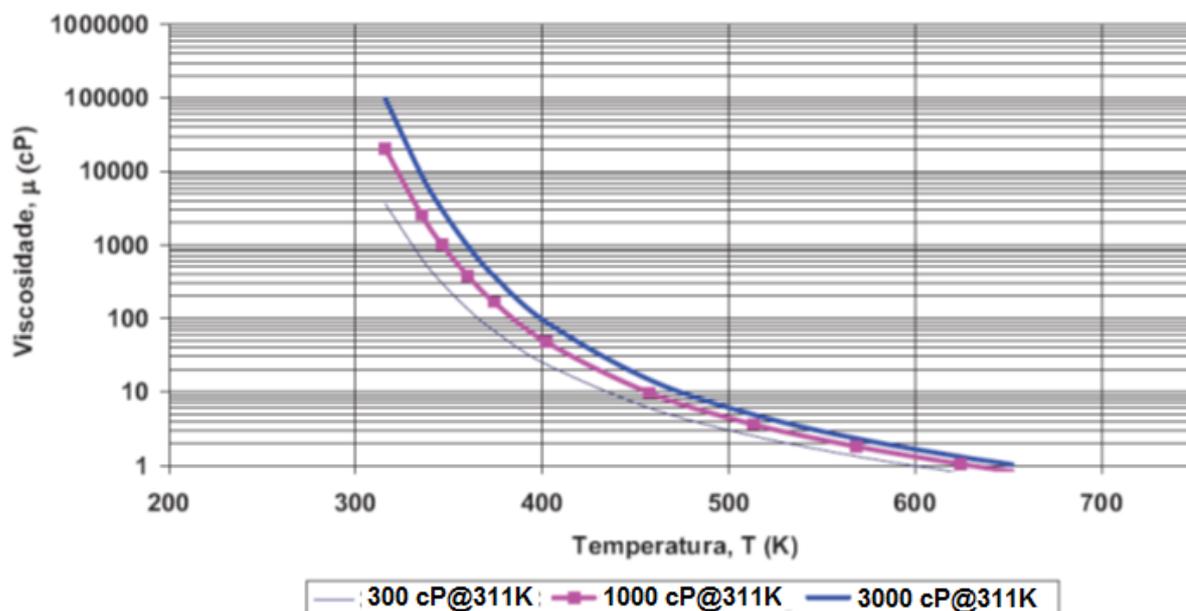


Figura 12 - Viscosidade vs. Temperatura para três tipos de óleos. Fonte: Queiroz (2006) Modificada.

## 2.6 Método dos volumes finitos

Somente em fluxos mais simples e sob condições ideais soluções analíticas das equações de Navier-Stokes são possíveis de serem obtidas. Entretanto, para

escoamentos mais representativos a solução das equações mediante métodos numéricos deve ser adotado. Dessa forma, as equações são discretizadas no espaço e no tempo e transformadas em equações algébricas.

O Método dos Volumes Finitos é implementado no *software* comercial utilizado nesta Dissertação. O método permite a solução numérica de equações diferenciais parciais baseado no balanço de massa, quantidade de movimento e energia, considerando-se um determinado volume de meio contínuo. Por ter evoluído do método das diferenças finitas esse método não apresenta problemas de instabilidade ou convergência por garantir que, em cada volume discretizado, a propriedade em estudo, como por exemplo, a massa, obedece à lei da conservação. É largamente utilizado na resolução de problemas envolvendo transferência de calor ou massa e em mecânica dos fluidos. Para explicar o funcionamento do Método dos Volumes Finitos, pode-se analisar a equação diferencial que resume as leis de conservação para o transporte de uma grandeza escalar  $\phi$  em um fluxo transiente dada por

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho\vec{u}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S_\phi, \quad (6)$$

o primeiro termo do lado esquerdo da equação representa a taxa de variação da grandeza  $\phi$ , ao longo do tempo. Assim, para analisar problemas transientes, este termo deve ser mantido na equação. O segundo termo do lado esquerdo da equação representa o transporte convectivo. Do lado direito da equação, o primeiro termo representa o transporte difusivo e o segundo termo representa o termo fonte.

A integração da Equação 6, em um volume de controle VC, deve ser feita para cada passo de tempo  $dt$  (LOMBARDI, 2006). Substituindo-se as integrais de volume dos termos convectivos e difusivos por integrais de superfície aplicando o teorema de Gauss, obtém-se:

$$\int_{CV} \left( \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) dt \right) dV + \int_t^{t+\Delta t} \left( \int_A \vec{n} \cdot (\rho\vec{u}\phi) dA \right) dt = \int_t^{t+\Delta t} \left( \int_A \vec{n} \cdot (\Gamma\nabla\phi) dA \right) dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{CV} S_\phi dV \quad (7)$$

A discretização do termo difusivo e do termo fonte para o VC unidimensional da Figura 13 é ilustrado na Equação 8.

$$\left( \int_A \vec{n} \cdot (\Gamma \nabla \phi) dA \right) + \int_{CV} S_\phi dV = 0 \quad (8)$$

O domínio de integração é dividido em  $n$  volumes de controle discretos. Os limites, ou faces “w” e “e”, de cada volume de controle são posicionados a meia distância entre os nós “W”, “P” e “E” dos volumes de controle.

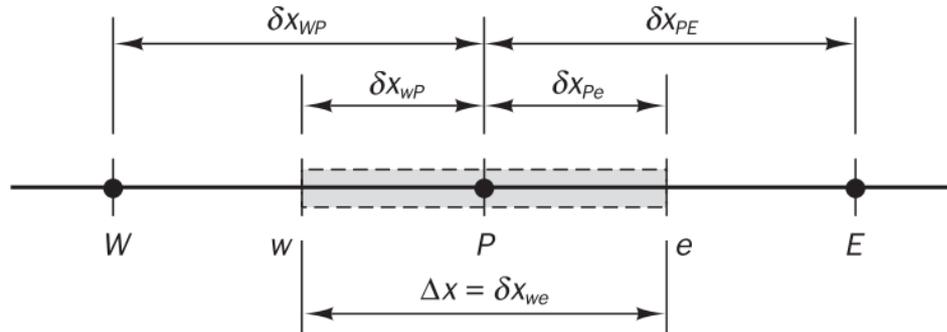


Figura 13 - Volume de controle 1D utilizado no método de volumes finitos. Fonte: Versteeg & Malalasekera (2007).

Nesta figura, um ponto genérico, identificado por  $P$ , tem seus vizinhos a oeste e leste identificados, respectivamente, por  $W$  e  $E$ . A face oeste do volume de controle é identificada por  $w$  e a face leste, identificada por  $e$ . As distâncias entre os nós  $W$  e  $P$ , e entre os nós  $P$  e  $E$  são identificadas por  $\delta x_{WP}$  e  $\delta x_{PE}$  respectivamente. Similarmente, as distâncias entre as faces  $w$  e o ponto  $P$  e entre o ponto  $P$  e a face  $e$  são dados por  $\delta x_{wP}$  e  $\delta x_{Pe}$ . A discretização da Equação 8, é dada por (LOMBARDI, 2006)

$$\left( \Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left( \Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (9)$$

Uma das principais vantagens do Método dos Volumes Finitos é o fato de ter uma interpretação física direta, conforme demonstrado na Equação 9.

## 2.7 Fluidodinâmica computacional

A fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) é uma técnica muito poderosa e abrange uma ampla área de aplicações industriais e não

industriais para análise de sistemas envolvendo fluxo de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados, como reações químicas, por meio de simulações computacionais (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

Os modelos matemáticos estruturam os códigos de CFD baseados nas equações diferenciais de Conservação de Massa, Quantidade de Movimento e Energia envolvidos no escoamento, além dessas, são utilizadas também equações de estado referentes ao problema. Em alguns casos é necessária uma simplificação utilizando a densidade e viscosidade constantes para que se alcance bons resultados, além de utilizar equações complementares como os modelos de turbulência (MAITEILI, 2010).

Os códigos/software de CFD principais possuem sofisticadas interfaces para a entrada de parâmetros de problemas e para análise dos resultados, assim para proporcionar um fácil acesso pelo usuário todos os códigos contem três principais elementos: (i) um pré-processador, (ii) um *solver* e (iii) um pós-processador (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

## 2.8 Revisão bibliográfica

Estudos envolvendo o bombeio mecânico, na sua maioria, se baseiam nos fenômenos que ocorrem nas hastes de bombeio. Através das informações, como carga nas hastes, deflexões e alterações de comportamentos durante o bombeio são transformados em dados e através de modelos matemáticos são convertidos em informações do que ocorre na bomba. Em alguns casos o estudo é empírico e envolve a determinação das perdas de cargas que ocorrem na bomba.

Um dos trabalhos que mais se assemelham à esta dissertação é o artigo de SHANPO *et al.* (2004) onde o escoamento no interior da bomba foi calculado utilizando o modelo  $K - \epsilon$ . A principal diferença entre os dois trabalhos está no fato da abordagem ser em 3D e do movimento da esfera durante o bombeio.

CUTLER e MANSURE (1999) em seu trabalho confirma que, apesar do bombeio mecânico ser muito utilizado a décadas, trabalhos sobre a fluidodinâmica no interior da bomba são escassos. Assim a sua análise se baseia na elaboração de um modelo para prever a pressão no interior da bomba. O trabalho experimental proporcionou dados onde utilizando o Visual Basic foi possível criar o modelo. Dessa forma foi possível prever o diferencial de pressão no pistão baseado na viscosidade e

na velocidade de bombeio. Foi possível também prever qual a vazão, em vários pontos, onde a pressão ficava abaixo do ponto de bolha, causando assim um fluxo multifásico. Outra informação importante foi a determinação de pontos de melhorias construtivas onde reduziria a perda de carga. Determinou também informações importantes para avaliar como o tamanho e vazão da bomba influenciam na eficiência de separação de gás e evitar o *gas locking*.

LEKIA e EVANS (1991) em seu trabalho elaboraram um modelo de acoplamento dinâmico da haste com o fluido para prever o comportamento do sistema do bombeio mecânico. As equações são derivadas desde os primeiros conceitos do método para prever as características, incluindo os efeitos da haste e a dinâmica dos fluidos, e a cinemática da unidade de bombeio. As equações também são desenvolvidas para ambos os cenários de fluxo de fluido incompressível e moderadamente compressíveis. As cargas na coluna de haste composta e o modelo dinâmico do fluido são resolvidos usando o esquema numérico explícito MacCormack e é especialmente adequado para a solução das equações do modelo deste estudo por causa do tipo de condições de contorno que devem ser satisfeitas).

KHODABANDEH e MISKA (1992) demonstram que o comportamento elástico da composição da coluna de hastes, na maioria dos modelos, é simulado por uma equação de onda de segunda ordem com um fator de amortecimento viscoso que não considera os efeitos de inércia do fluido que envolve a coluna de hastes. Assim, para considerar esses efeitos uma outra equação de onda de primeira ordem deve ser resolvida de forma simultânea com a equação para a coluna de hastes. A solução do sistema de equação diferencial parcial torna-se ainda mais complicado devido ao fato de que as propriedades da coluna de hastes não serem uniformes. Para o uso de coluna combinada foi desenvolvida uma nova abordagem. Esta aproximação pode simular qualquer combinação de hastes e os efeitos de inércia do fluido de uma maneira relativamente simples e eficaz. Aplica-se o método Bergeron, que pode ser utilizado para a tensão e a propagação de stress em fluidos e sólidos, respectivamente, utilizando um sistema de equações algébricas não lineares da equação de onda. Os resultados numéricos são comparados com as cartas dinamométricas medidas com um dinamômetro de superfície. Análise dos resultados numéricos mostram que os efeitos de inércia do fluido são importantes para a modelagem exata e concepção do sistema de bombeio mecânico com hastes.

XU *et al.* (1998) em seu trabalho demonstram que a força de atrito que atua sobre uma haste causada pelo movimento alternativo afeta significativamente a previsão e diagnóstico do desempenho do sistema de bombeio mecânico com hastes. Os diversos estudos disponíveis sobre o fluxo na coluna de produção combinado com o movimento das hastes e luvas estão limitados a fluxo laminar. Entretanto, espera-se que o fluxo seja turbulento para líquidos com baixa viscosidade e para as regiões próximas das luvas. Dessa forma, esse estudo considera como fluxo turbulento na região anular entre a parede tubulação (estacionário) e as hastes/luvas (em movimento). Utilizou-se técnicas de CFD para simular o fluxo turbulento na região anular das hastes e luvas. Além disso, um modelo simplificado para alterar os comprimentos das hastes, que é computacionalmente mais eficiente do que o código de CFD. Esse código que utiliza o modelo *k-ε* padrão é usado para prever coeficientes de atrito turbulentos no anular das hastes e das luvas. O modelo simplificado é desenvolvido para prever a fatores de fricção turbulenta nas partes móveis. Os resultados destes modelos são comparados uns com os outros e com os dados publicados de outros trabalhos. Os coeficientes de atrito entre a haste/luva e fluido pode ser representado por quatro parâmetros: a relação do raio da haste e do tubo, relação do raio da luva com o tubo, o número de Reynolds de fluido e a velocidade relativa da haste.

BARRETO FILHO (1993) afirma que para o correto funcionamento do sistema de bombeio mecânico é necessário um controle permanente das cargas atuantes na profundidade de assentamento da bomba. Assim atualmente para o controle dessas cargas dispõe-se de um dinamômetro instalado na haste polida que registra, com a haste em movimento, o valor das cargas na extremidade dessa haste. O resultado é o traçado de uma carta dinamométrica de superfície, que representa os efeitos gerados pela carga atuante na bomba de fundo, após serem propagados pela coluna de hastes. Porém, algumas degenerações são trazidas para a superfície mascarando o problema real da bomba, principalmente em poços profundos. Assim, é proposto um método de cálculo que possibilita determinar o deslocamento em relação a posição de equilíbrio de qualquer ponto da coluna de hastes e os esforços ali atuantes, ambos em relação ao tempo, a partir de medições realizadas na superfície. Dessa forma, pode-se traçar a carta dinamométrica em qualquer profundidade. Esse procedimento é válido para grandes profundidades da bomba de fundo, altas velocidades de bombeio e elevados cursos da haste polida.

LEA (1991) demonstra que em modelos dinâmicos de previsão do comportamento da bomba, as forças de arrasto sobre a coluna de hastes comumente são modelados por um coeficiente de arrasto de entrada empírica multiplicando a velocidade local da haste. Dessa forma, seu artigo mostra como as forças nas hastes e no pistão da bomba podem ser modeladas teoricamente e calculadas para escoamento viscoso. Os resultados dos cálculos para o fluxo viscoso desenvolveu coeficientes de arrasto que foram comparados com dados de campos medidos nos poços.

XU (1999) apresenta a modelagem de um sistema de bombeio mecânico com hastes para poços verticais e desviados. Concentra-se sobre a derivação e aplicação de um novo conjunto de equações integrais que incorporam tanto a dinâmica da haste em movimento, bem como o fluxo de fluido através do espaço anular entre a haste e tubo. O modelo matemático para um poço desviado é desenvolvido usando os princípios do trabalho virtual. As equações diferenciais parciais e as condições de contorno associadas foram derivadas para descrever o comportamento dinâmico do sistema em grande generalidade. O modelo incorpora todos os componentes do sistema e a maioria das condições de vazões da bomba no fundo do poço. O efeito de deformação lateral da haste entre as luvas é avaliada através da introdução de rigidez longitudinal efetiva pelo método Galerkin. O modelo para poços desviados incorpora não somente o atrito viscoso, mas também o atrito de Coulomb. São utilizadas técnicas de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) para prever as forças de atrito entre o fluido, haste, luva e do tubo, e estes resultados são incorporados no modelo global. Um esquema de diferenças finitas explícita é usado para resolver numericamente o conjunto de equações que constituem o modelo final. Os resultados do modelo são validados em relação aos dados reais medidos. Numerosos exemplos são apresentados para demonstrar a aplicação da nova técnica para a concepção, análise e otimização de poços com o bombeio mecânico, especialmente desviados.

## **3 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA E METODOLOGIA DE SOLUÇÃO**

### **3.1 Especificação do problema**

Tal como apresentado na seção 2.5, as válvulas (pé e passeio) são de extrema importância no bombeio mecânico. Para Takács (2003), as válvulas são o coração de todo o sistema já que toda a eficiência do bombeio depende do seu correto funcionamento. Baseado nesta argumentação e para uma melhor eficiência do sistema, o projeto das bombas deve ser o mais otimizado possível, principalmente no que tange ao bombeio de fluidos com alta viscosidade onde as perdas de carga são maiores. Os problemas operacionais devem ser considerados e as alternativas para evitar falhas devem ser implementadas.

Diante do exposto busca-se responder a seguinte questão: é possível prever a ocorrência da pancada de fluido e evitar falhas prematuras na bomba de subsuperfície do BM? A procura pela resposta à questão formulada é a motivação principal deste trabalho.

Como o problema é de natureza operacional, e não existem evidências na literatura consultada de estudos similares, optou-se por utilizar uma bomba corriqueiramente instalada em campo, como objeto de estudo, de tal forma que os resultados tenham utilidade na indústria e sejam o ponto de partida de trabalhos complementares. Esses trabalhos complementares são mencionados na seção 5.1 de sugestões de trabalhos futuros

Após a seleção da bomba, diversas medições são realizadas com as quais é possível construir um modelo digital da bomba. Esta informação é utilizada para trabalhar numericamente no computador, que após a definição do modelo matemático, com condições de contorno apropriadas, o simulador comercial ANSYS Fluent permite obtenção de resultados para diversos cenários.

A geometria utilizada como referência, assim como o arranjo e as dimensões principais do conjunto gaiola / válvula de pé / conjunto de vedação são mostradas na Figura 14, que corresponde a uma bomba tipo 30-275-THM-24-2-2-0-BF3-6. A codificação padronizada é comentada na subseção 2.5.5,



Figura 14 - Válvula de pé utilizada neste trabalho incluindo as principais partes e dimensões.

Como a gaiola apresenta três aberturas que permite a passagem do fluido (Figura 14), considera-se que existe simetria em relação a três planos axiais separados 120 graus. Uma destas três fatias é escolhida como modelo físico para definir os limites geométricos e diminuir assim o esforço computacional para apenas um tercio do total.

Os dados do fluido considerado na simulação correspondem ao óleo que é produzido por um poço da Petrobras no norte do Espírito Santo. Suas principais características estão listados na Tabela 1.

Tabela 1 - Dados do fluido utilizado.

Parâmetro	Medida
Densidade, API	11
Densidade, kg/m <sup>3</sup>	993
BSW, %	0
Viscosidade, cP	40,85   4,84   0,97 30 °C   50 °C   70 °C
Ponto de fluidez, °C	18

### 3.1.1 Geometria da válvula de pé

A construção da geometria para a análise do escoamento levou em consideração diversos aspectos construtivos da bomba, obtidos por meio de medidas realizadas no próprio equipamento utilizando um paquímetro com precisão de 0,05 mm. As medidas obtidas são apresentadas na Tabela 2. As dimensões da válvula são reais e foram medidas em uma bomba 30-275-THM-24-2-2-0-BF3-6 da fabricante Bolland, que corresponde a uma bomba de 2 ¾" de diâmetro e 24 pés de

comprimento. Esse modelo foi escolhido devido ao seu grande uso nos poços do Norte Capixaba.

Tabela 2 - Dados do equipamento e medidas auxiliares para construção da geometria.

Componente	Medida
Comprimento da rosca do pescador, mm	24,22
Comprimento da abertura da gaiola, mm	59,18
Comprimento total da gaiola, mm	92,335
Largura da abertura gaiola, mm	28,09
Diâmetro da rosca do pescador, mm	15,89
Diâmetro interno da gaiola, mm	44,88
Diâmetro externo da gaiola, mm	68,17
Diâmetro externo do contato gaiola-pescador, mm	36,47
Comprimento da rosca (abaixo da sede), mm	18,105
Diâmetro interno da sede, mm	33,27
Diâmetro externo da sede (e interno do contato sede-gaiola), mm	51,05
Comprimento da sede, mm	12,07
Diâmetro da válvula, mm	42,88
Comprimento redução, mm	51,37
Comprimento anel parte superior, mm	20,05
Comprimento do anel parte inferior, mm	17,84
Comprimento do niple (parte analisada), mm	80,00
Diâmetro interno do niple, mm	36,90
Diâmetro externo do niple, mm	55,43
Chanfro contato gaiola-sede, mm	3,085
Chanfro gaiola medida 1, mm	12,78
Chanfro gaiola medida 2, mm	12,62
Chanfro (três rasgos), mm	59,00

Devido à complexidade do conjunto da válvula de pé e sua geometria tridimensional, o domínio foi dividido em três partes de 120° cada, conforme Figura 15. Isso foi possível dada a configuração da gaiola. A identificação da simetria reduziu o esforço durante o processo de simulação.

Dentre os componentes do equipamento, a elaboração da geometria da gaiola foi o principal desafio, sobretudo devido ao grande número de detalhes presentes. Foram realizadas medições de campo e reproduzida mediante o *software* Inventor

Professional da AUTODESK <<http://www.autodesk.com/education/free-software/inventor-professional>>. A Figura 16 compara o equipamento real com a geometria construída digitalmente.

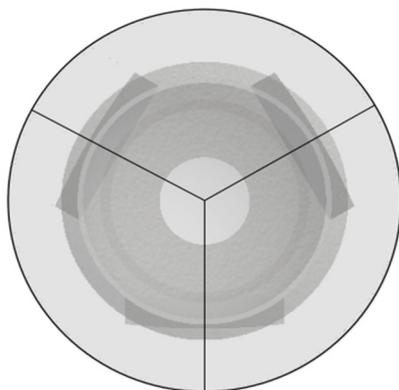


Figura 15 - Vista superior do volume da geometria mostrando a divisão em três partes simétricas.



Figura 16 - Comparação entre o equipamento real (esquerda) e a geometria digitalizada (direita).

As Figuras 17 e 18 mostram respectivamente os componentes da geometria construída e a geometria montada. A Figura 19 apresenta os detalhes internos após a montagem, ao passo que a Figura 20 mostra a geometria completa com o tubo externo.

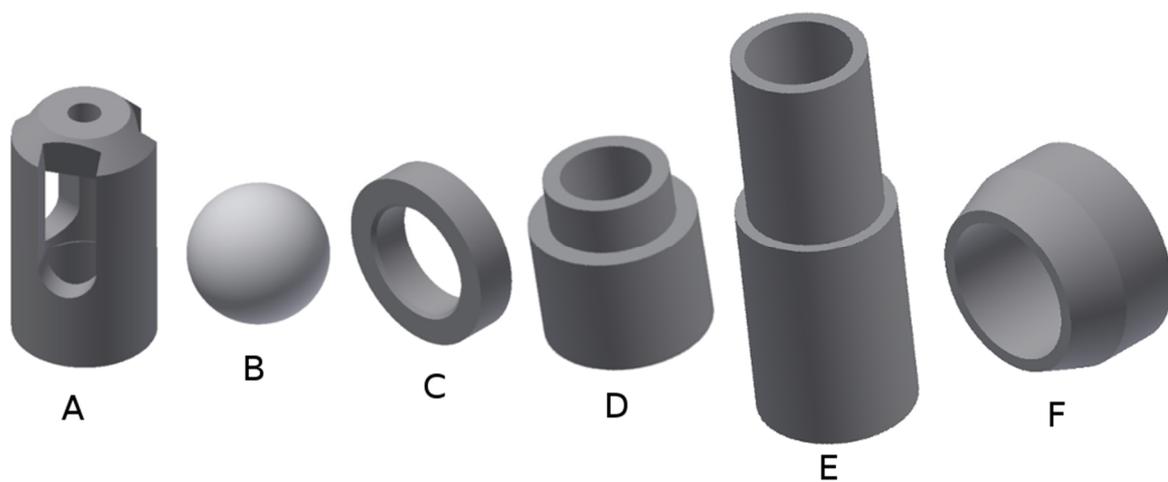


Figura 17 - Componentes da válvula: (A) gaiola, (B) esfera, (C) sede, (D e E) niples e (F) selo.

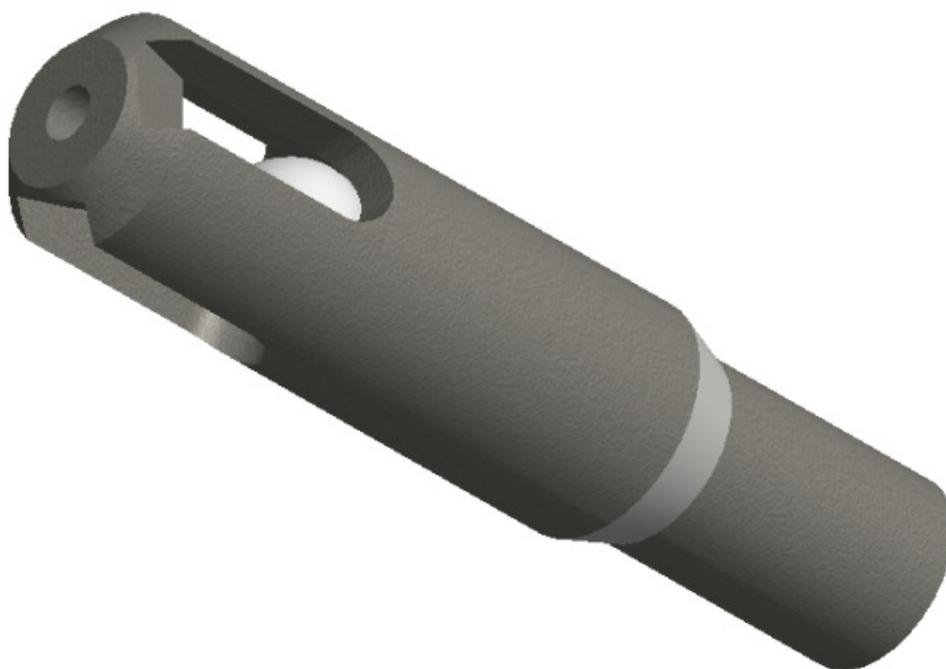


Figura 18 - Geometria da válvula montada.

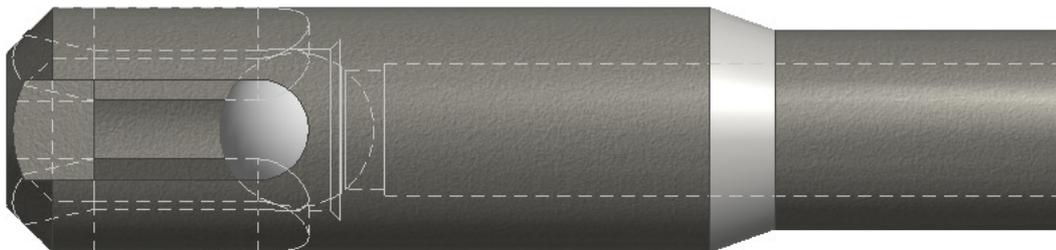


Figura 19 - Geometria da válvula montada com detalhes internos.

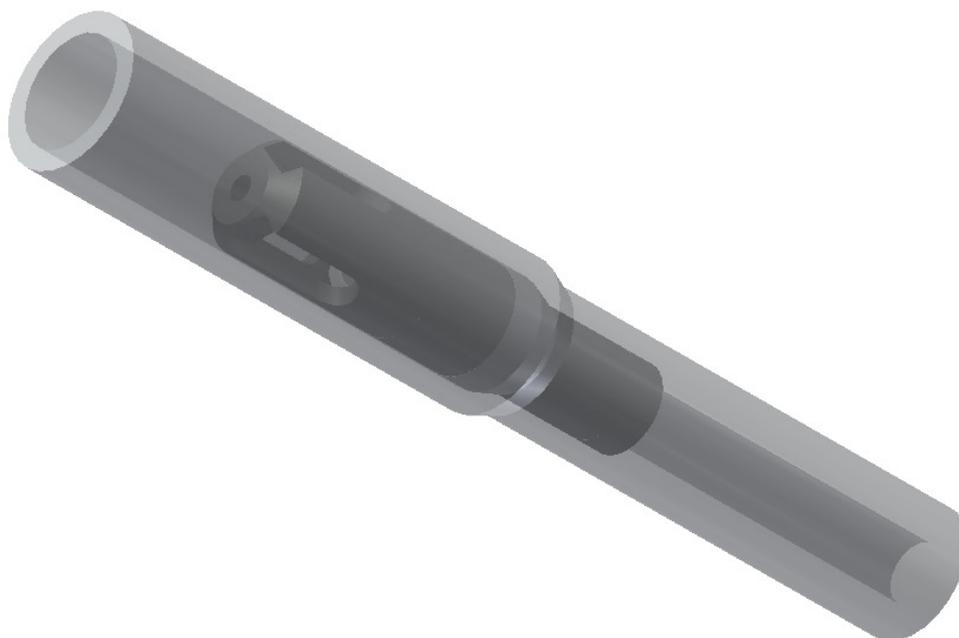


Figura 20 - Geometria do equipamento completa com o tubo externo.

Uma vez pronta, deve-se obter o negativo da geometria ou o volume de controle para a simulação, que corresponde ao espaço percorrido pelo fluido durante o escoamento na bomba, como apresentado na Figura 21.



Figura 21 - Negativo da geometria (volume de controle para a simulação).

### 3.1.2 Casos estudados

Devido às características operacionais do poço escolhido, a Unidade de Bombeio (UB) utilizada é do modelo C-456-305-144, logo, seus cursos de bombeio disponíveis são (em polegadas) 86, 106, 124 e 144. Dessa forma, para cada caso foi escolhido um curso da UB e alterado o cpm nos valores de 5, 7 e 10. Além desses dados foram alteradas as pressões na entrada da bomba (*intake*) para os valores de 1 e 5 kgf/cm<sup>2</sup>. Totalizando assim 24 casos analisados. Como exemplo segue a Tabela 3 com os dados de apenas um caso.

Tabela 3 - Informações referentes ao caso 1 de um total de 24 cenários considerados.

Variável	Valor
Curso, pol	144
cpm, ciclos/min	5
Tempo do ciclo, s	12
Tempo de subida do pistão, s	6
Diâmetro da camisa, pol	2,75
Velocidade do pistão, m/s	0,305
Volume da camisa, m <sup>3</sup>	0,01401
PD da bomba, m <sup>3</sup> /d	100,9
Eficiência da bomba, %	80
Vazão total da bomba, m <sup>3</sup> /d	80,7
Profundidade da bomba, m	500
Densidade do óleo, grau API	11
Densidade, kg/m <sup>3</sup>	993
Pressão <i>intake</i> (na admissão), kgf/cm <sup>2</sup>	1
Viscosidade do óleo a 50 °C, cSt	4873
Viscosidade do óleo a 50°C, cP	4.838,8
Viscosidade do óleo a 50°C, kg/m.s	4,84
Área do fluxo, cm <sup>2</sup>	3,564

Com o aumento do curso o volume da camisa que deverá ser preenchido aumenta, assim uma maior quantidade de fluido é necessária. Essa alteração também influencia na velocidade do pistão, pois a distância a ser percorrida pelo mesmo aumenta. Já a alteração do cpm influencia no tempo do ciclo, no tempo de subida do pistão além de alterar também a velocidade do pistão. Assim o tempo de enchimento da camisa também é alterado.

A vazão total da bomba é influenciada pela combinação do curso, cpm, e pela sua eficiência.

### 3.2 Formulação matemática

A equação da continuidade pode ser escrita em sua forma compacta como (FLUENT, 2013)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = S_m, \quad (10)$$

sendo  $\rho$  a massa específica do fluido,  $S_m$  o termo fonte, que representa a massa adicionada à fase contínua de uma segunda fase dispersada,  $\mathbf{u}$  o vetor velocidade do fluido.

Todos os fluxos encontrados na engenharia prática tornam-se instáveis para certos valores de número de Reynolds (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007). Este parâmetro relaciona as forças de inércia com as forças viscosas. A equação 11 mostra a definição do número de Reynolds para fluidos newtonianos incompressíveis escoando em tubos.

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu}, \quad (11)$$

sendo  $v$  a velocidade média e  $\mu$  a viscosidade do fluido, e  $D$  o diâmetro do tubo.

A equação da conservação do momento é descrita como (FLUENT, 2013):

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\boldsymbol{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (12)$$

onde  $p$  é a pressão estática,  $\bar{\boldsymbol{\tau}}$  é o tensor de tensões, e  $\rho \vec{g}$  e  $\vec{F}$  são a força de corpo gravitacional e as forças de corpo externas, respectivamente.

Através dessa equação, obtém-se a Equação de Navier-Stokes que é válida para descrever o movimento de fluidos Newtonianos que apresentam  $\rho$  e  $\mu$  constantes (DAMASCENO, 2008).

É importante observar que na indústria do petróleo é comum o uso de fluidos não newtonianos, dificultando assim a solução das equações de movimento, porém este não é escopo deste trabalho.

### 3.2.1 Modelagem da turbulência: equações médias de Navier-Stokes

Para fluxos laminares as equações de continuidade e da quantidade do movimento linear descrevem completamente o escoamento. A forma 3D das equações e suas quatro variáveis (três componentes para a velocidade e a pressão) permitem solução direta numa abordagem conhecida como DNS (*Direct Numerical Simulation*). Porém, essa abordagem torna-se inviável para fluxos turbulentos, principalmente, devido às dimensões das pequenas escalas presentes neste tipo de

escoamento, já que requerem níveis de discretização espacial e temporal extremamente pequenos para a correta caracterização do fluxo no interior da bomba (RAPOSO, 2008).

Com o intuito de resolver o problema da turbulência, estão disponíveis várias abordagens, sendo que serão utilizadas neste trabalho os modelos baseados nas médias de Reynolds (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes - URANS*). A Tabela 4 apresenta os modelos e o número de equações utilizadas para representar o comportamento da turbulência (LOMBARDI, 2006).

Tabela 4 - Modelos baseados nas médias de Reynolds (FLUENT, 2013).

Modelo de turbulência	Número de equações
Spalart-Allmaras	1
k-ε	2
k-ω	2
Transition k-kl-ômega	3
Transition SST	4
Reynolds Stress Model (RSM)	7

Os modelos clássicos são baseados nas médias de Reynolds e caracterizam o fluxo turbulento através dos valores médios das propriedades do fluxo e de suas flutuações. A média  $\phi$  de uma propriedade de fluxo e a média de variação temporal das flutuações  $\phi(t)$  são definidos de acordo com a equação 13 (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

$$\phi(t) = \phi + \phi'(t) \quad (13)$$

$$\overline{\phi'} = \frac{1}{t} \int_0^{\Delta t} \phi' dt \equiv 0 \quad (14)$$

Para um fluxo incompressível com viscosidade constante as equações da continuidade e de Navier-Stokes demonstram a influência das flutuações turbulentas no fluxo médio, assim simplifica-se a álgebra envolvida sem perda de validade do método. Usam-se coordenadas Cartesianas, o que implica em um vetor  $\mathbf{u}$  com componente  $u$ ,  $v$  e  $w$  para as coordenadas  $x$ ,  $y$  e  $z$  respectivamente. Estas equações são dadas por:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (u\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla \cdot (\nabla u) \quad (16)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (v\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla \cdot (\nabla v) \quad (17)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (w\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla \cdot (\nabla w) \quad (18)$$

A energia cinética instantânea de um escoamento turbulento, definida por  $k(t)$ , é a soma da energia cinética média, dada por  $K = 1/2(U^2 + V^2 + W^2)$ , e a energia cinética turbulenta, dada por  $k = (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$ , ou seja:

$$k(t) = K + k \quad (19)$$

Para a energia cinética média  $K$ , tem-se (Taxa de variação de  $K$  + Transporte de  $K$  por convecção = Transporte de  $K$  pela pressão + Transporte de  $K$  pelas forças viscosas + Transporte de  $K$  por Reynolds – Taxa de dissipação de  $K$  + Produção da Turbulência)

A equação para a energia cinética turbulenta  $k$  é obtida de

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left( -\overline{p' \mathbf{u}'} + 2\mu \overline{u' e_{ij}'} - \rho \frac{1}{2} \overline{u'_i \cdot u'_i u'_j} \right) - 2\mu \overline{e_{ij}' \cdot e_{ij}'} + \rho \overline{u'_i u'_j} \cdot E_{ij} \quad (20)$$

Já para a energia cinética turbulenta  $k$ , tem-se, Taxa de variação de  $k$  + Transporte de  $k$  por convecção = Transporte de  $k$  pelas forças viscosas + Transporte de  $k$  por Reynolds – Taxa de dissipação de  $k$  + Produção da Turbulência (LOMBARDI, 2006).

O modelo tradicional  $k - \varepsilon$  tem duas equações, uma para  $k$ , referente à energia cinética e outra para  $\varepsilon$ , referente à taxa de dissipação da energia cinética, as equações são apresentadas a seguir (LAUNDER e SPALDING, 1974).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k U) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right] + 2\mu U E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (21)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon U) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu U E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (22)$$

Assim, tem-se a Taxa de variação de  $k$  ou  $\varepsilon$  + Transporte de  $k$  ou  $\varepsilon$  por convecção = Transporte de  $k$  ou  $\varepsilon$  por difusão + Taxa de produção de  $k$  ou  $\varepsilon$  - Taxa de destruição de  $k$  ou  $\varepsilon$ . As equações contêm cinco constantes de ajuste  $C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_1$  e  $C_2$ . O modelo padrão  $k - \varepsilon$  usa valores para estas constantes que se ajustam a uma larga faixa de escoamentos turbulentos, dada a seguir (LOMBARDI, 2006).

$$C_\mu = 0,09; \sigma_k = 1,00; \sigma_\varepsilon = 1,30; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92; \quad (23)$$

O modelo  $k - \varepsilon$  será, empregado nas simulações apresentadas neste trabalho.

### 3.2.2 Condições de contorno

Tomando como base a geometria correspondente ao volume de controle para a simulação, e devido à sua simetria em relação a três planos axiais convergentes em direção ao eixo da bomba formando 120°, trabalhou-se em apenas 1/3 do domínio. Isso reduz o número de elementos e portanto o número de incógnitas traduzidas através do tamanho da matriz a resolver. A Figura 22 mostra quatro perspectivas da geometria utilizada, as diferentes cores representam os contornos, detalhados na Figura 23.

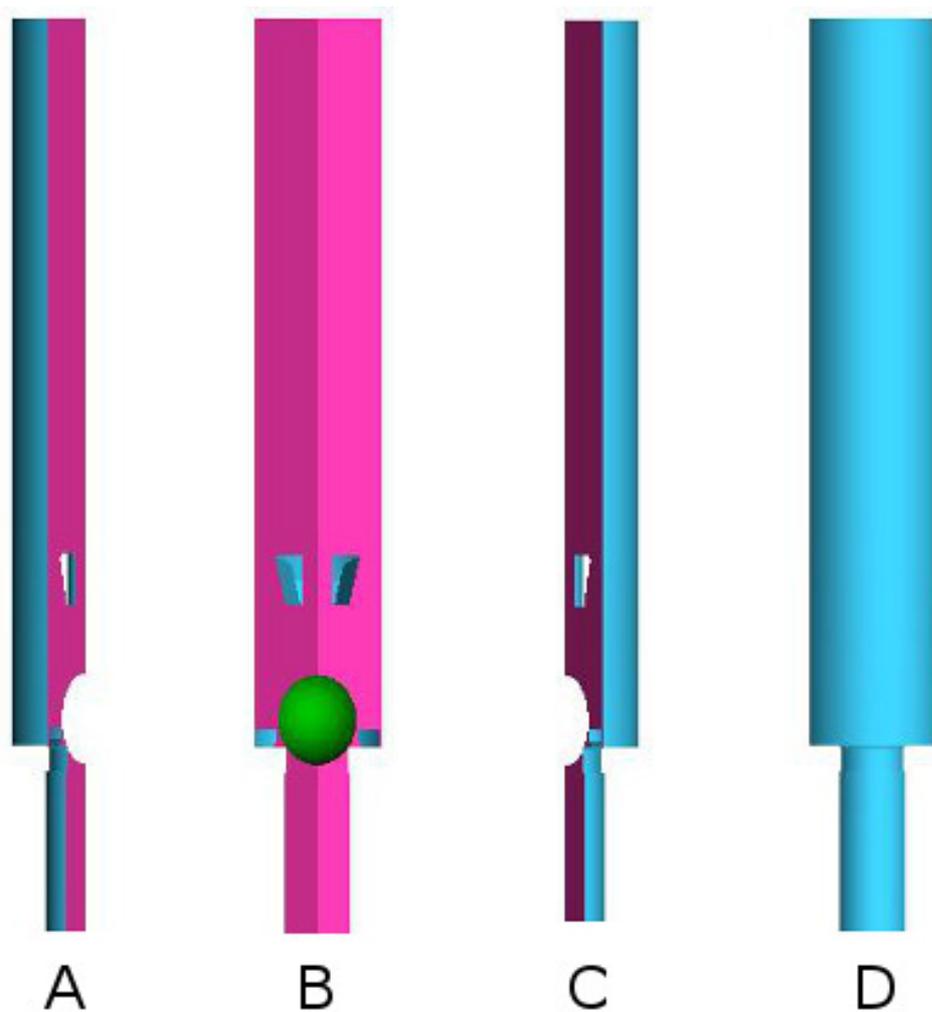


Figura 22 - Volume de controle para as simulações nas visões laterais (A e C), frente (B) e fundo (D).

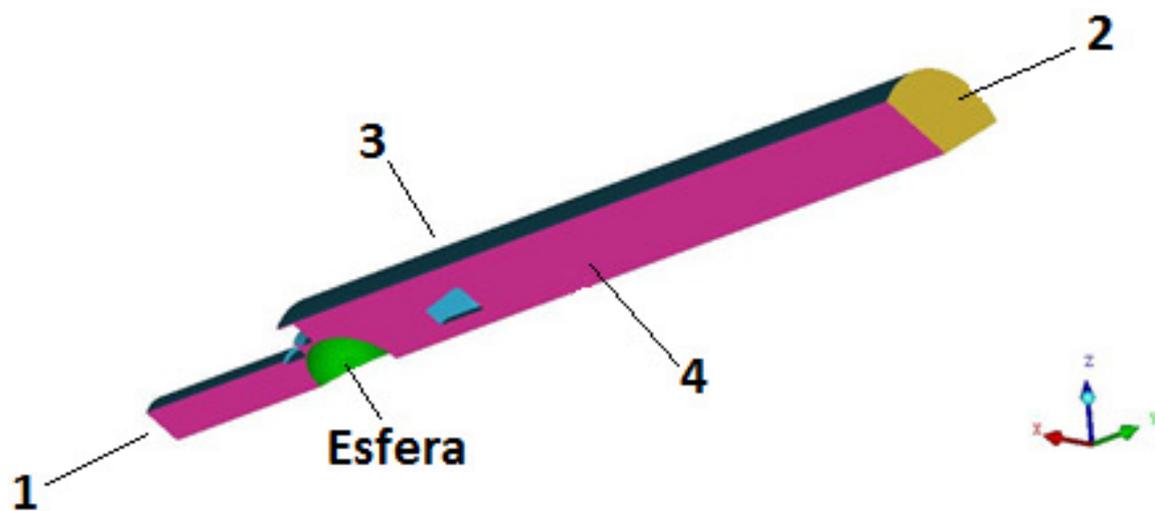


Figura 23 - Contornos do volume de controle.

Tabela 5 - Identificação das condições de contorno.

<b>Condição de contorno da geometria</b>	
Entrada de fluido (1)	Pressão prescrita, 1 e 5 kgf/cm <sup>2</sup>
Saída de fluido (2)	Pressão prescrita, 0,217, 0,267, 0,313 e 0,363
Parede (3)	Sem deslizamento
Plano (4)	Plano de simetria
<b>Condições de contorno para a turbulência na entrada</b>	
<i>Turbulent intensity</i>	5%
<i>Hydraulic diameter</i>	0,022
<b>Condições de contorno para a turbulência na saída</b>	
Back flow turbulent intensity	5%
Backflow turbulent viscosity	10

### 3.3 Abordagem numérica

As simulações foram realizadas com auxílio do software comercial Ansys Fluent 14.5 e seguiram as etapas:

- Método numérico para resolução do problema baseado na pressão, regime de escoamento transiente;
- Escolha do modelo de turbulência k-ε padrão com função de parede padrão;
- Definição das propriedades do fluido, tais como densidade e viscosidade.
- Definição das condições de contorno, de acordo com a Tabela 5;
- Definição dos parâmetros para a malha móvel;
- Seleção dos métodos de solução: Para o acoplamento velocidade-pressão selecionou-se o algoritmo SIMPLE. Para os esquemas de discretização espacial foram selecionado os algoritmos *Standard*, para a pressão, *second order upwind* para a interpolação da quantidade de movimento, *first order upwind* para a energia cinética turbulenta e sua dissipação, e o método *Least Squares Cell-Based Gradient Evaluation* para o cálculo dos gradientes.
- Os critérios de convergência para os resíduos da simulação foi 0,001 para ambas as equações;
- Os valores utilizados nos fatores de sub-relaxação foram os valores padrões do solver, apresentados na Tabela 6;
- Inicialização da simulação e monitoramento do deslocamento da esfera até que esta se aproximasse do topo da gaiola;
- Desabilitar o *Dynamic Mesh* e simular até que a velocidade se estabilize.

Tabela 6 - Valores utilizados nos fatores de sub-relaxação (FLUENT, 2014).

Grandeza	Valor
Pressão	0,3
Densidade	1
Força de corpo	1
“Momentum”	0,7
Energia cinética turbulenta	0,8
Taxa de dissipação turbulenta	0,8
Viscosidade turbulenta	1

Os softwares Ansys CFD-Post e MS Excel são utilizados para a o pós-processamento dos dados tal que seja possível a visualização de contornos de velocidade e pressão e gráficos cartesianos.

As configurações do computador e os softwares utilizados nas simulações são as seguintes:

- Processador: Intel Core i5-2,6GHz; Memória RAM: 6,0 GB.
- Microsoft Excel®Professional Plus 2010
- Autodesk Inventor Professional® 2014;
- Ansys Icem CFD® 14.5;
- AnsysFluent® 14.5;
- Ansys CFD-Post® 14.5.

### 3.3.1 Tratamento da movimentação da esfera no ambiente Fluent

O ANSYS FLUENT oferece três tipos de movimentação de malhas, sendo elas, *layering*, *remeshing* e *smoothing*.

O primeiro método, é capaz de adicionar e remover camadas de células na malha, baseado no tamanho ou na razão das camadas de células adjacente; já o segundo método, nos locais onde as células violam os critérios de espessura ou tamanho, elas são aglomeradas e é feita uma nova malha localmente; por fim o método *smoothing* trabalha com o princípio de molas, ou seja, cada aresta das células são molas que formam uma rede interconectada que são governadas pela lei de Hook ou pela equação de difusão.

O método *smoothing* é usado normalmente em malhas triangulares ou tetraédricas, mas quando o deslocamento limite é grande (comparado ao tamanho

dos elementos locais), a qualidade da malha pode deteriorar-se. Isso irá invalidar a malha (como por exemplo, resultar em volumes de células negativos) e conseqüentemente, vai levar a problemas de convergência quando a solução for atualizada para o próximo passo de tempo. A fim de contornar esse problema e evitar que os elementos violem os critérios de convergência, o *remeshing* gera uma nova malha localmente. Assim, se os novos elementos satisfazem os critérios de assimetria, a malha é atualizada com novos elementos locais. Caso contrário, os novos elementos são descartados e a malha antiga é mantida.

Por estes motivos, os métodos escolhidos para esse problema foram o *remeshing* e *smoothing*, pois foram os que melhor se adaptaram ao mesmo e seguem as condições determinadas pelo próprio *help* do ANSYS FLUENT que são:

- O limite da zona de célula move-se predominantemente num sentido (isto é, sem excessiva anisotrópica estiramento ou compressão da zona da célula) – Condição para uso do método *smoothing*;
- O movimento é predominantemente normal à zona limite - Condição para uso do método *smoothing*;
- Malha triangular ou tetraédrica – Condição para uso do método *remeshing*;

A Figura 24 mostra a deformação da malha durante a simulação (válvula na sede, válvula em pontos intermediários e válvula no topo da gaiola) obtidos com o *remeshing* e *smoothing*. Cada etapa representada pelas letras A, B, C, D e E significa a movimentação da esfera da sede até o topo da gaiola. O escoamento é do fundo para o topo da gaiola.

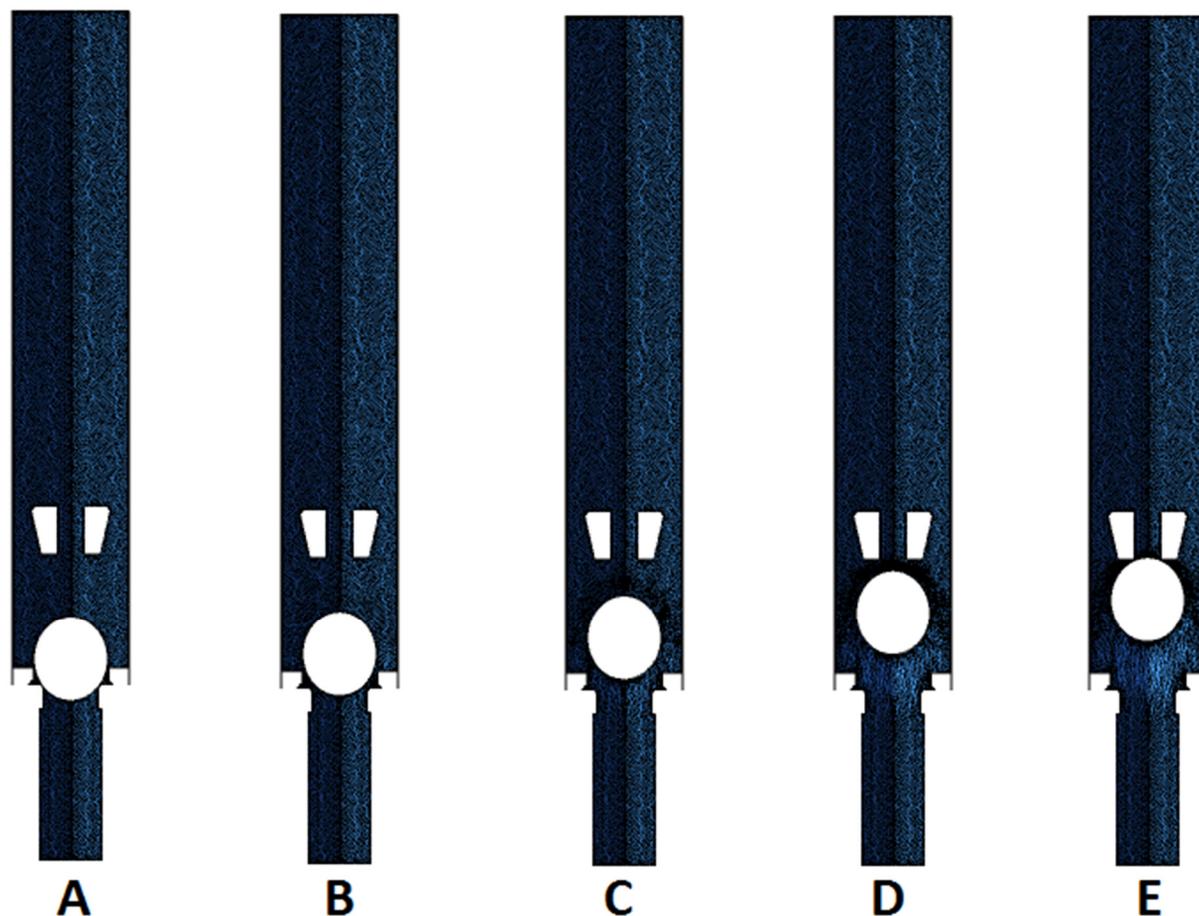


Figura 24 - Deformação da malha durante a simulação na fatia de 120°.

Vale ressaltar que ocorre a deformação da malha apenas nos locais próximo à esfera, ou seja, abaixo da esfera há um estiramento da malha enquanto que na parte superior há uma compressão dos elementos da malha.

A Figura 25 mostra a deformação da malha durante a simulação com ênfase na válvula.

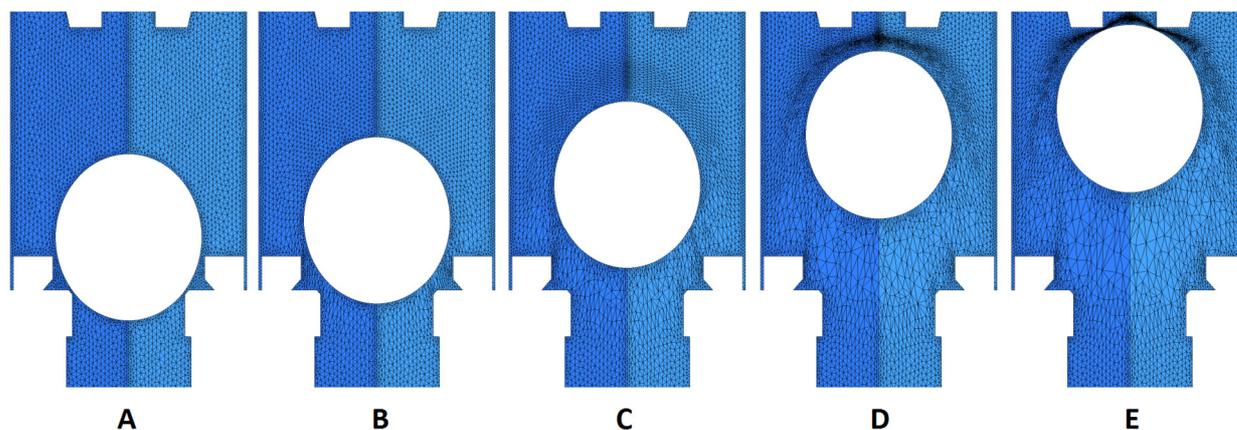


Figura 25 - Detalhe da deformação da malha durante a movimentação da esfera.

### 3.3.2 Escolha do grau de refinamento da malha

Uma vez definida a geometria do problema assim como os planos de simetria, parte-se para a geração de malha e a escolha do nível de refinamento apropriado. O tipo de malha empregada é a não-estruturada com elementos tetraédricos e prismáticos, construídas pelo método *Octree*. Este tipo de malha é vantajosa considerando a complexidade da geometria em estudo. Ao todo foram gerados 5 malhas (Tabela 7) para o teste de independência de malha.

Tabela 7 - Número de elementos das cinco malhas testadas.

Malha	Número de elementos
1	649.150
2	847.906
3	994.228
4	1.437.190
5	3.213.171

A construção e refinamento das malhas foi feito por meio da redução dos tamanhos dos elementos nas faces, bem como pela aplicação do método *density*, o qual permitiu a homogeneização localizada dos elementos.

A fim de computar os efeitos de malha dinâmica a serem utilizados nas simulações, os elementos foram divididos em duas partes, nomeadas de FLUID (tetraédricos) e SPHERE\_BL (prismáticos). As malhas foram geradas da seguinte forma:

- Geração da malha 1 com valores iniciais para as faces;
- Geração da malha 2 refinando os valores das faces em relação à malha anterior;
- Geração da malha 3 aplicando valores iniciais para o método *density*, a Figura 26 mostra o local de aplicação do método.
- Geração da malha 4 refinando os valores das faces em relação à malha anterior;
- Geração da malha 5 refinando os valores do método *density* em relação à malha anterior.

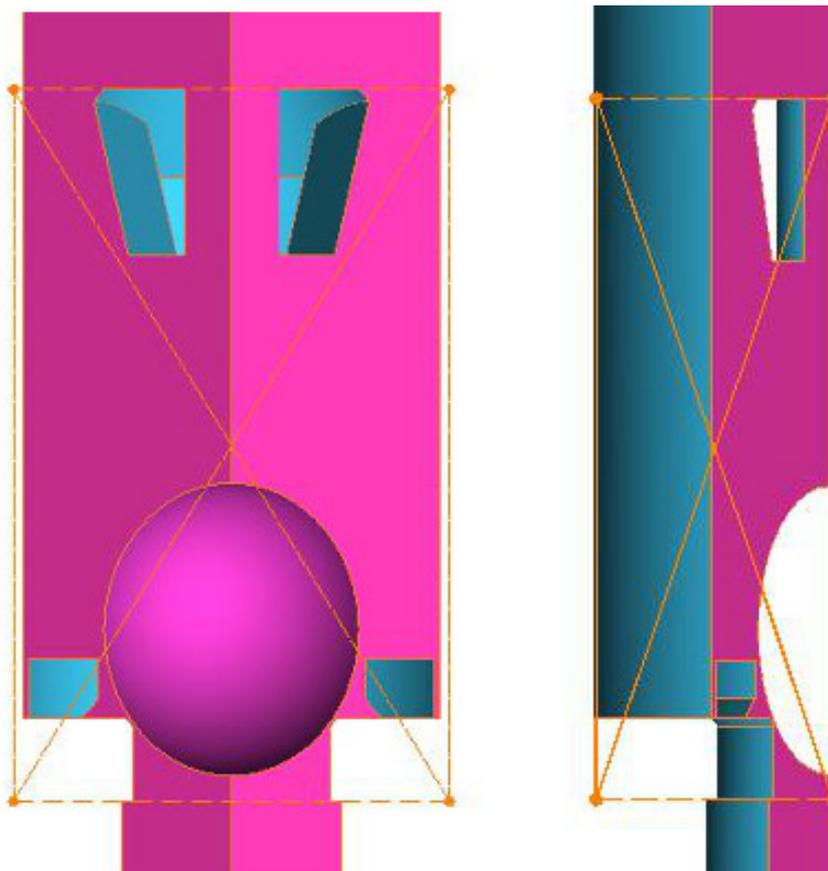


Figura 26 - Localização de aplicação do método *density*.

A fim de analisar os efeitos do método *density*, lançou-se mão do recurso *cut plane*, o qual permite a visualização dos elementos volumétricos. A Figura 27 mostra a localização do *cut plane* na geometria enquanto que a Figura 28 apresenta os elementos, nesta posição, para as 5 malhas. A parte branca da figura representa a parte sólida da válvula onde não ocorre fluxo.

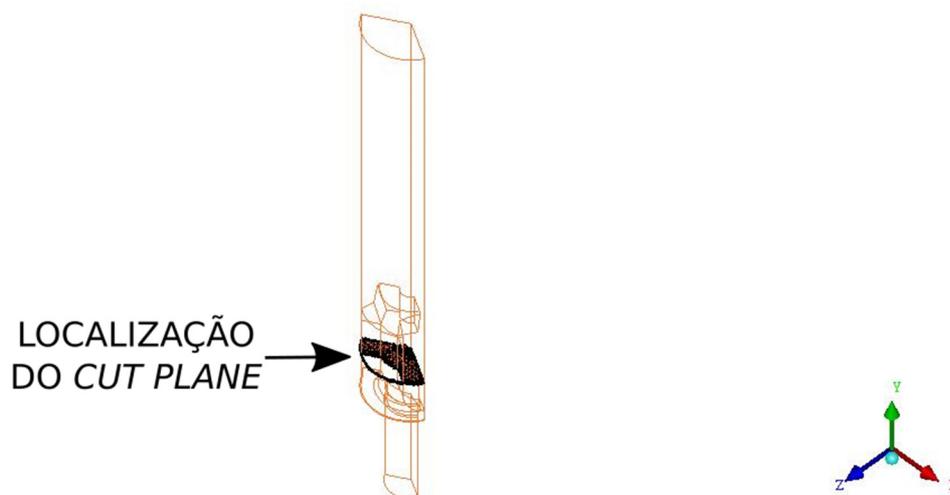


Figura 27 - Localização do *Cut Plane* em relação à geometria.

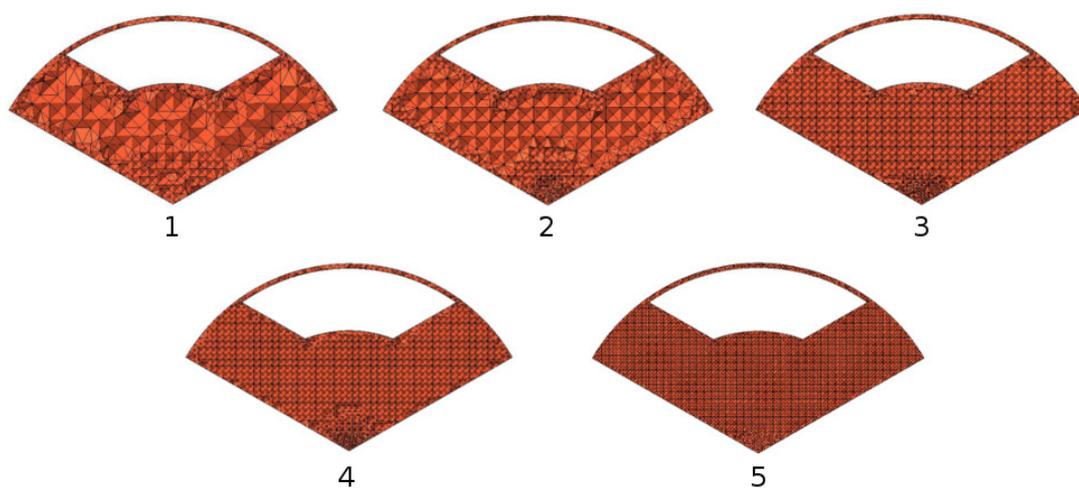


Figura 28 - Comparação entre os elementos volumétricos das cinco malhas geradas. Observar a influência do método *density* nas malhas 3, 4 e 5.

As Figuras 29 e 30 mostram uma malha representativa com os detalhes da esfera perto da sede e a camada de elementos na interface esfera/líquido.

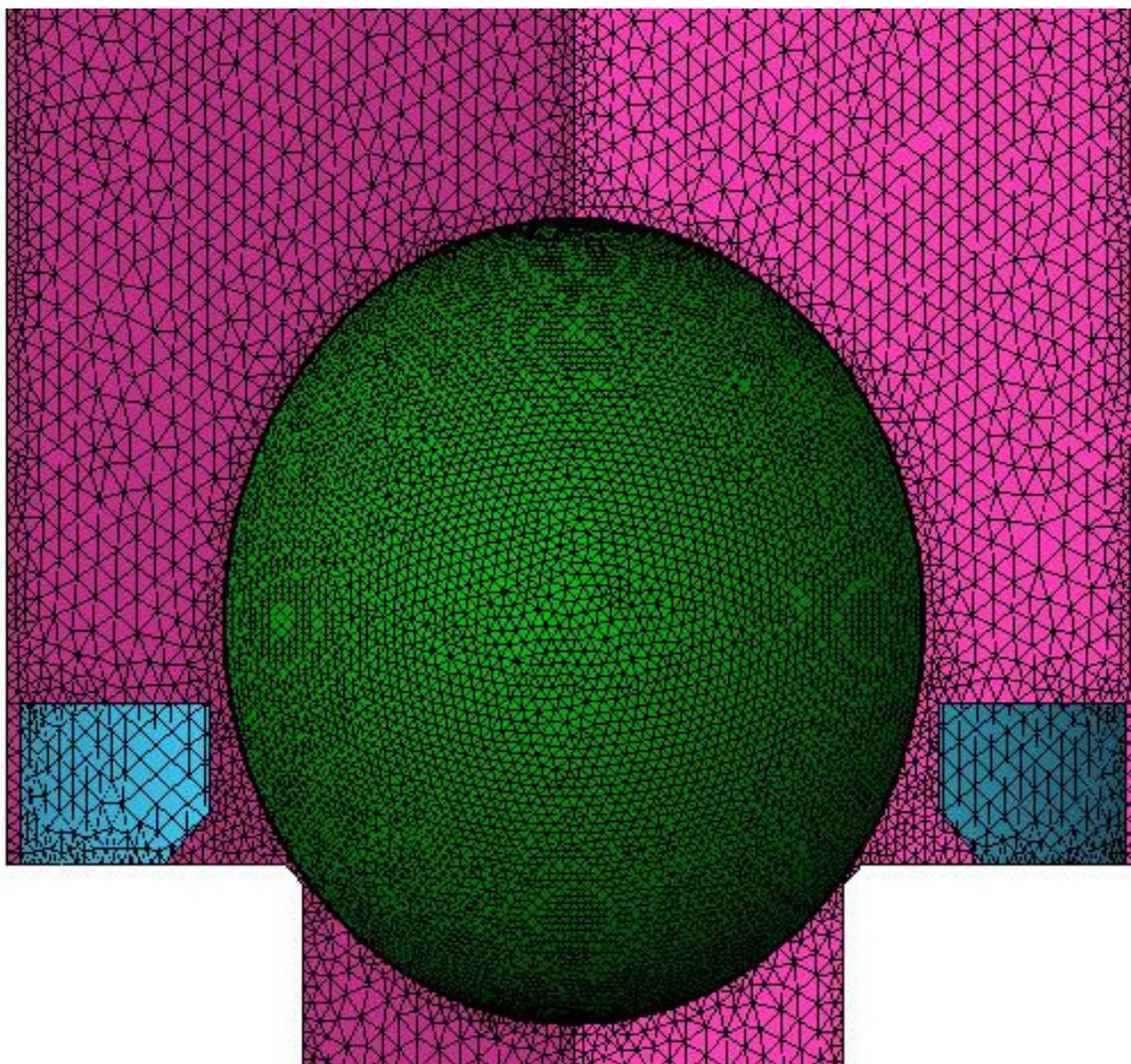


Figura 29 - Detalhe da malha.

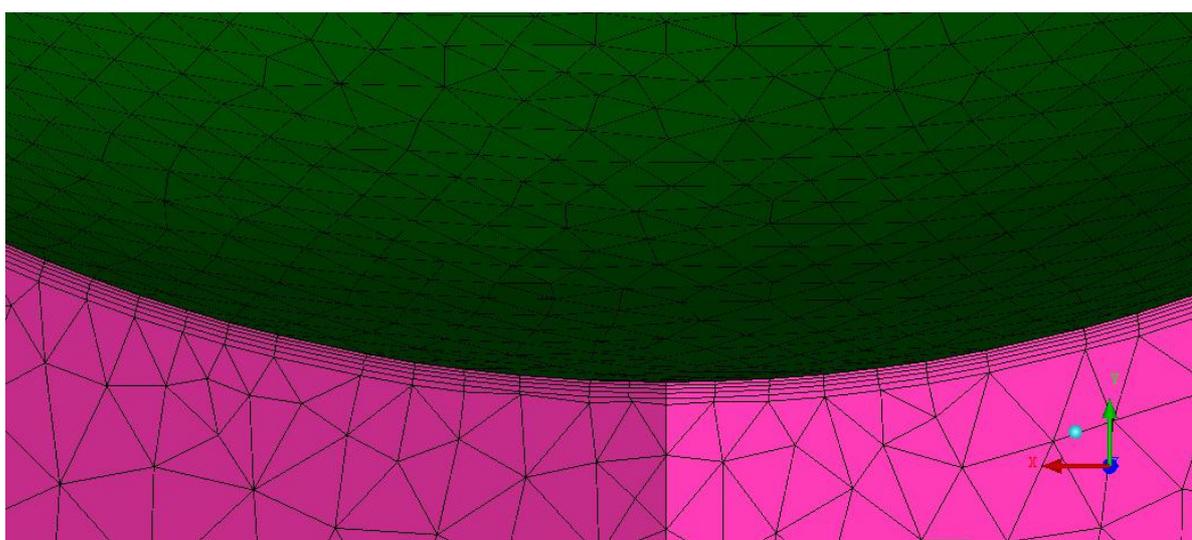


Figura 30 - Detalhe do contato entre os elementos prismáticos e tetraédricos.

### 3.3.3 Procedimento de obtenção da primeira solução

Para desenvolver uma simulação é necessária a análise e avaliação do caso a ser estudado, selecionar as variáveis do processo e quando possível incorporar simplificações.

Seguindo essa linha, através do *software* ANSYS FLUENT foi possível obter vários modelos de simulação, considerando ou não a influência da gravidade, modelos de turbulência, perda de energia, tipos de malha, etc.

Para realização das simulações dos casos algumas premissas foram adotadas, sendo elas:

- Para que não ocorra pancada de fluido a camisa da bomba tem que estar completamente preenchida, ou seja, tem que possuir o valor do item 9 da Tabela 3.
- O tempo de enchimento da camisa é o referente a subida do pistão (item 4)
- A viscosidade considerada foi na temperatura de 50 °C já que essa é a temperatura que apresenta a viscosidade média.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A análise principal foi baseada no volume preenchido da camisa da bomba. Através dessa informação foi possível avaliar, para os diversos casos estudados, se o fenômeno da pancada de fluido existiria ou não.

Com a área aberta ao fluxo  $A$  e a velocidade média do fluido  $V_m$  foi possível calcular a vazão volumétrica  $Q$  através da válvula de pé. Com esse resultado, e comparando com o volume necessário para o completo enchimento da camisa foi possível verificar se a mesma seria totalmente preenchida ou se ocorreria a "pancada de fluido".

Basicamente a Equação 24 é utilizada para determinar o volume necessário para enchimento da camisa e esse ser comparado com o volume obtido durante a subida do pistão.

$$V_{num} = Q t \quad (24)$$

onde  $Q$  é a vazão volumétrica que passa pela válvula de pé,  $V_{num}$  o volume obtido na simulação e  $t$  o tempo de subida do pistão fornecido na Tabela 8.

Através das análises de pressão e velocidade foi possível entender alguns fenômenos que ocorrem no interior da válvula de pé. O principal dele é que a válvula abre instantaneamente ao iniciar a subida do pistão. Isso se deve principalmente devido ao diferencial de pressão que ocorre à montante e a jusante (acima e abaixo) da esfera.

Ao final do curso ascendente da válvula de pé que corresponde ao movimento descendente da coluna de hastes, quando a esfera toca o topo da gaiola, (Figura 31B) é possível observar a zona de baixa pressão na região da conexão do pescador, à jusante da esfera. Devido a esse efeito é formado uma zona de estagnação de fluxo. À montante da esfera, que permanece aberta, a pressão aumenta, entretanto ainda é menor do que a pressão disponível. Este diferencial de pressão impulsiona o óleo para o interior da camisa. Esta zona de alta pressão é a responsável por suportar a esfera nesse ponto durante a subida do pistão.

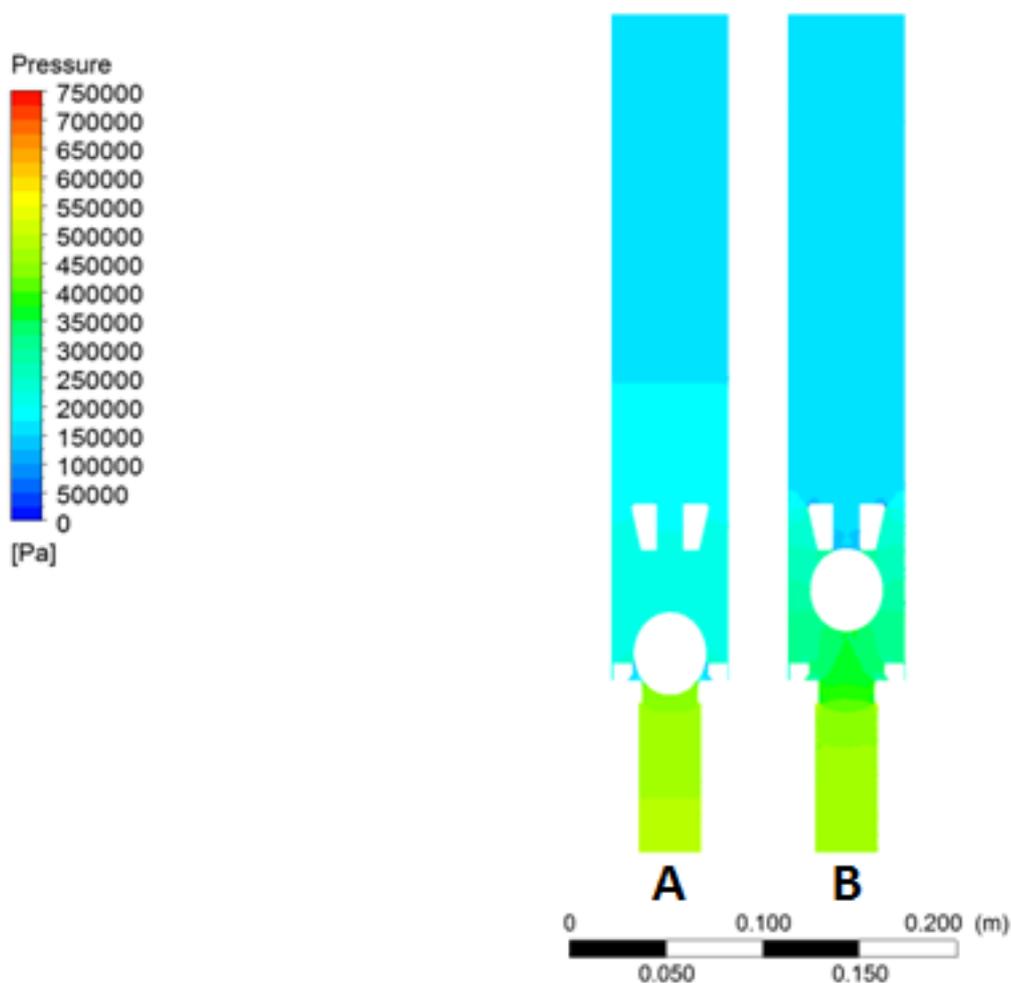


Figura 31 - Contorno de pressão no (A) início da abertura da válvula; (B) momento imediatamente antes da esfera tocar no topo da gaiola.

No gráfico da Figura 32 pode-se observar a posição do centro de gravidade da esfera em função do tempo de subida da mesma até o topo da gaiola. Nota-se que da posição inicial de aproximadamente 0,5 cm até o topo da gaiola, aproximadamente 4 cm, o tempo decorrido foi de aproximadamente 17,85 milésimos de segundo.

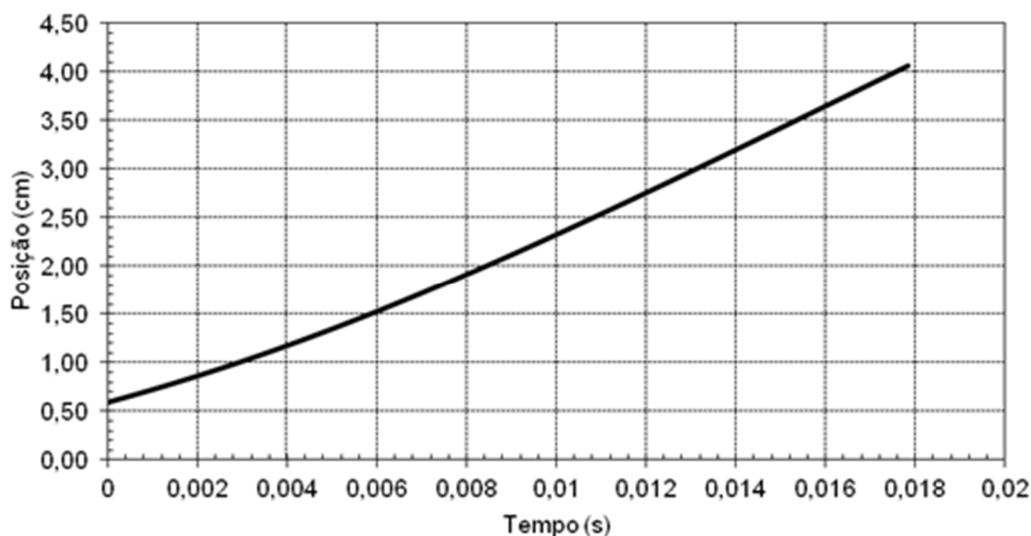


Figura 32 - Posição da esfera em função do tempo de subida até o topo da gaiola.

Enquanto que no gráfico da Figura 33, observa-se a velocidade da esfera em função do seu tempo de deslocamento até o topo da gaiola. Existem dois trechos bem definidos. No primeiro o aumento da velocidade é mais acentuado do que no segundo trecho. No instante  $t = 0$ , a velocidade da esfera também é zero, mas no passo de tempo seguinte (0,00001 s) a velocidade da esfera é de aproximadamente 143 cm/s posteriormente a velocidade diminui e volta a aumentar com o passar do tempo, isso ocorre pois no momento em que se inicia a simulação a esfera está praticamente encostada na sede, gerando uma zona de alta pressão logo abaixo da esfera, como pode ser visto na Figura 31, após esse primeiro instante a esfera se desloca para cima fazendo com que a pressão logo abaixo da esfera diminua e conseqüentemente a velocidade da esfera também diminui. Posteriormente, a velocidade da esfera volta a aumentar até chegar no momento em que ela para no topo da gaiola, imediatamente antes desse momento a simulação com a malha móvel é finalizada e inicia-se a simulação para estabilização do fluxo de fluido, dessa vez com a esfera parada no topo da gaiola, como já foi dito anteriormente.

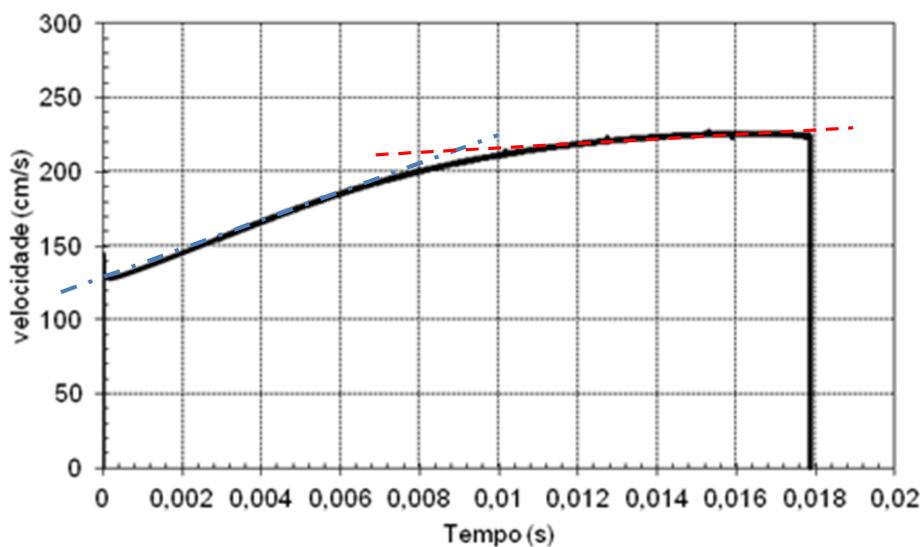


Figura 33 - Velocidade da esfera em função do tempo de subida até o topo da gaiola.

Para a análise da velocidade do fluido no interior da bomba, temos as Figuras 34, 35, 36 e 37 a seguir.

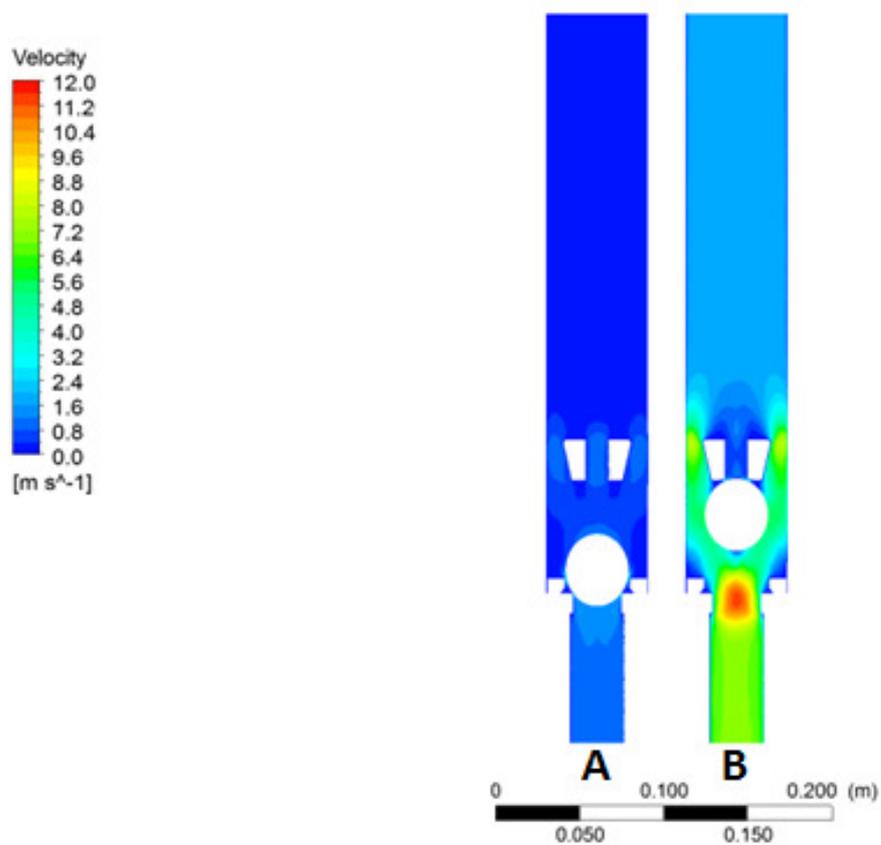


Figura 34 - Contorno de velocidade no (A) início do fluxo pela válvula; (B) momento imediatamente antes da esfera tocar no topo da gaiola.

No início do fluxo ocorre escoamento pelas saídas laterais e também pela saída na parte superior onde é conectado o pescador. É o momento em que temos as menores velocidades observadas pois a esfera está quase completamente assentada na sede. Isso pode ser visto na Figura 34A que apresenta o contorno de velocidade do fluido no interior da bomba e através da Figura 35 que mostra o vetor velocidade do fluido no interior da gaiola.

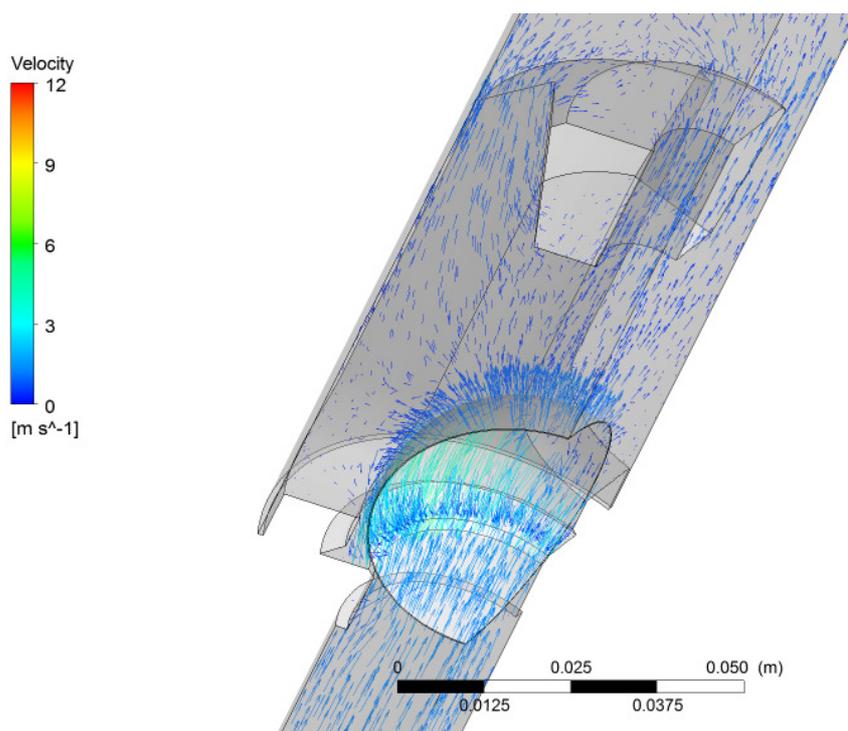


Figura 35 - Vetor velocidade do fluido no início do fluxo quando a esfera encontra-se muito próxima da sede.

Nota-se pela Figura 34B que logo acima da sede é formada uma zona de estagnação de fluxo, esse local é onde normalmente ocorre deposição de areia e “borra oleosa”. Essa deposição causa o fenômeno conhecido como “colamento” da esfera. Devido a esse fato é comum operacionalmente trabalhar com a bomba “checando fundo”, ou seja, é necessário que o pistão toque na válvula de pé, causando uma agitação na esfera e descolando a mesma.

Essa manobra, apesar de necessária, é extremamente prejudicial à bomba pois danifica o pescador e pode também danificar a gaiola.

Outro local que também ocorre a estagnação é na parte superior da gaiola no ponto de conexão do pescador. A obstrução desse ponto dificulta a conexão do pescador na válvula de pé no momento da retirada da mesma com a Sonda de Produção Terrestre.

A Figura 36 mostra os vetores velocidade no interior da gaiola no momento em que a esfera chega no topo da mesma e por tanto no final do seu percurso ascendente.

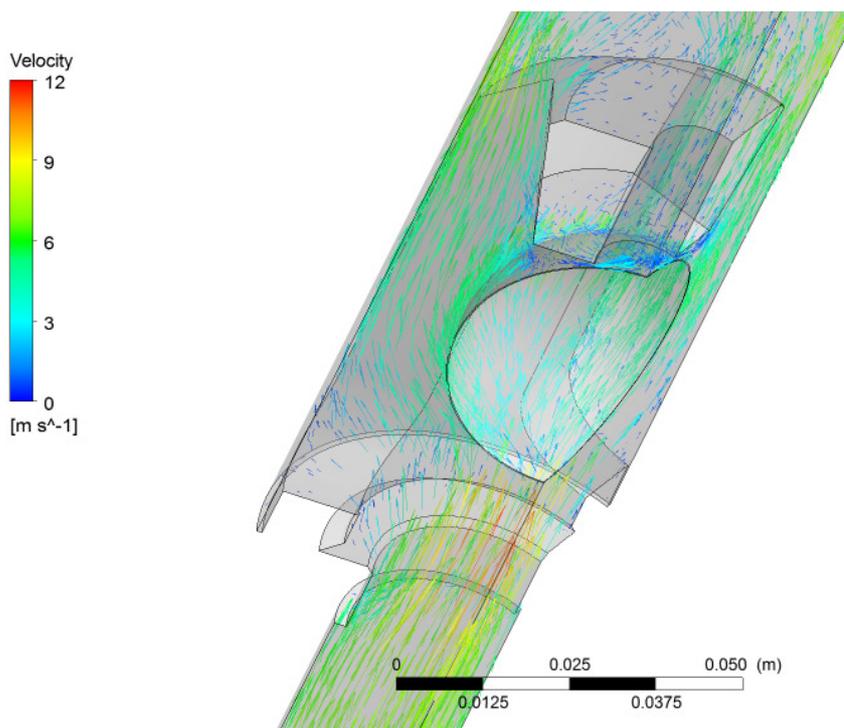


Figura 36 - Vetor velocidade do fluido no interior da gaiola no momento imediatamente antes da esfera tocar no topo da gaiola.

Na Figura 37 é apresentada a velocidade do fluido para diversos instantes de tempo em uma posição fixa, que neste caso é a entrada da bomba. A velocidade aumenta rapidamente porque a esfera começa a se movimentar na vertical, permitindo a passagem de fluido. A velocidade se estabiliza em torno de 737 cm/s. Esse valor representa a velocidade média  $V_m$  da Equação 24 e é considerada para o cálculo da vazão volumétrica do caso 19 analisado. A área aberta ao fluxo  $A$  é a área da sede calculada mediante  $A = \pi \frac{D_{sede}^2}{4}$ , sendo  $D_{sede}$  o diâmetro da sede.

Para os outros casos o procedimento é similar.

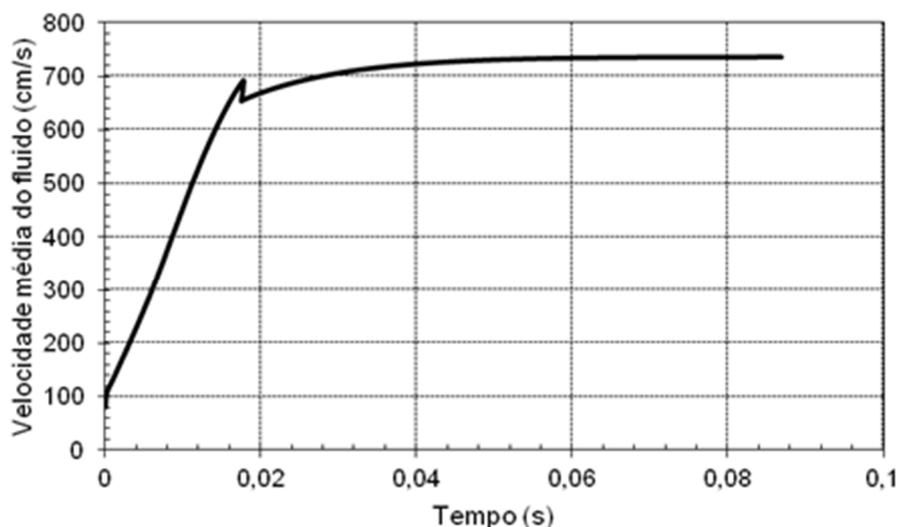


Figura 37 - Variação temporal da velocidade média do fluido no plano de entrada da bomba.

Utilizando esse valor de velocidade média do fluido  $V_m$  e da área da bomba aberta ao fluxo  $A$ , é possível calcular, através da Equação 25, a vazão volumétrica de fluido  $Q$  que entra na camisa.

$$Q = V_m A. \quad (25)$$

Com este resultado e utilizando a Equação 24 é possível obter o volume numérico  $V_{num}$  preenchido pelo fluido o qual é comparado com o volume real  $V_{real}$  da camisa para cada curso da bomba.

Estes valores permitem definir o parâmetro  $\delta_{fill}$  que mede a fração volumétrica de óleo na bomba como sendo

$$\delta_{fill} = \frac{V_{num}}{V_{real}}. \quad (26)$$

Desta forma, tem-se

$\delta_{fill} < 1$  existe pancada de fluido

$\delta_{fill} \geq 1$  não existe pancada de fluido

Conforme as Tabelas 8 e 9, para as diversas combinações de curso, cpm e pressão *intake*, nos casos onde o volume obtido foi maior que o volume da camisa não ocorreu a “pancada de fluido”.

Observa-se que quando temos uma combinação de baixa pressão *intake* (1 kgf/cm<sup>2</sup>) e uma alta viscosidade, em todas as opções de bombeio para a UB escolhida teremos o fenômeno da “pancada de fluido”.

Já para alguns casos onde temos uma pressão *intake* maior (5 kgf/cm<sup>2</sup>) esse fenômeno não ocorre. Esse fato é facilmente explicado devido às características construtivas da bomba de fundo, ou seja, esse equipamento não foi projetado para succionar o fluido, assim é necessário que exista uma certa pressão na sucção da bomba para que o fluido seja direcionado para a mesma. Com o aumento da viscosidade essa pressão necessita ser maior ainda devido ao aumento das perdas de carga.

Tabela 8 - Principais dados de entrada para as simulações.

Caso	Curso, pol	cpm	Tempo do ciclo, s	Tempo de subida do pistão, s	Volume da camisa $V_{real}$ , m <sup>3</sup>	$P_{intake}$ , kgf/cm <sup>2</sup>
1	86	5	12,0	6,0	0,0084	1
2		7	8,6	4,3	0,0084	
3		10	6,0	3,0	0,0084	
4	106	5	12,0	6,0	0,0103	1
5		7	8,6	4,3	0,0103	
6		10	6,0	3,0	0,0103	
7	124	5	12,0	6,0	0,0121	1
8		7	8,6	4,3	0,0121	
9		10	6,0	3,0	0,0121	
10	144	5	12,0	6,0	0,0140	1
11		7	8,6	4,3	0,0140	
12		10	6,0	3,0	0,0140	
13	86	5	12,0	6,0	0,0084	5
14		7	8,6	4,3	0,0084	
15		10	6,0	3,0	0,0084	
16	106	5	12,0	6,0	0,0103	5
17		7	8,6	4,3	0,0103	
18		10	6,0	3,0	0,0103	
19	124	5	12,0	6,0	0,0121	5
20		7	8,6	4,3	0,0121	
21		10	6,0	3,0	0,0121	
22	144	5	12,0	6,0	0,0140	5
23		7	8,6	4,3	0,0140	
24		10	6,0	3,0	0,0140	

Tabela 9 - Resultados das simulações.

Caso	Pressão saída, kgf/cm <sup>2</sup>	Velocidade, m/s	Vazão, m <sup>3</sup> /s	Volume preenchido $V_{num}$ , m <sup>3</sup> /d	$\delta_{fill}$	Pancada de fluido?
1	0,217	1,915	0,00068	0,00410	0,490	Sim
2		1,554	0,00055	0,00237	0,284	Sim
3		1,915	0,00068	0,00205	0,245	Sim
4	0,267	1,816	0,00065	0,00388	0,377	Sim
5		1,827	0,00065	0,00279	0,271	Sim
6		1,818	0,00065	0,00194	0,189	Sim
7	0,313	1,703	0,00061	0,00364	0,302	Sim
8		1,718	0,00061	0,00262	0,218	Sim
9		1,722	0,00061	0,00184	0,153	Sim
10	0,363	1,566	0,00056	0,00335	0,239	Sim
11		1,553	0,00055	0,00237	0,169	Sim
12		1,668	0,00059	0,00178	0,127	Sim
13	0,217	8,240	0,00294	0,01762	2,107	Não
14		8,214	0,00293	0,01255	1,500	Não
15		8,188	0,00292	0,00876	1,047	Não
16	0,267	7,794	0,00278	0,01667	1,617	Não
17		7,778	0,00277	0,01188	1,152	Não
18		7,927	0,00283	0,00848	0,822	Sim
19	0,313	7,369	0,00263	0,01576	1,307	Não
20		7,367	0,00263	0,01125	0,933	Sim
21		7,358	0,00262	0,00787	0,652	Sim
22	0,363	6,920	0,00247	0,01480	1,057	Não
23		6,908	0,00246	0,01055	0,753	Sim
24		6,903	0,00246	0,00738	0,527	Sim

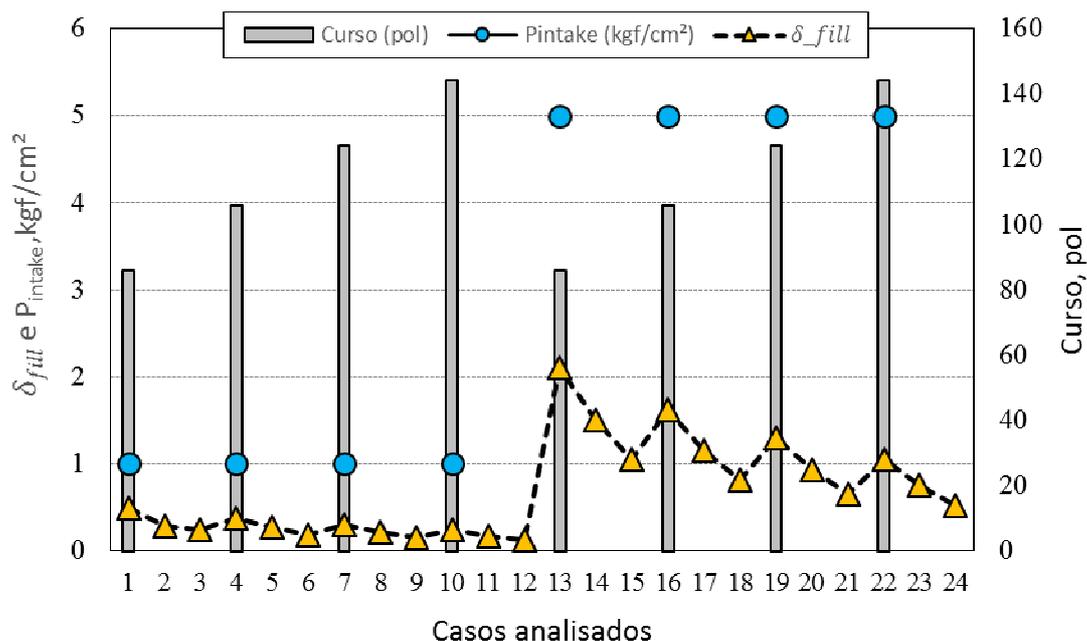


Figura 38 - Influência da  $P_{intake}$  e curso do pistão no projeto da bomba.

Como pode ser observado na Figura 38, a pressão *intake* e o curso do pistão tem influência importante no  $\delta_{fill}$ , parâmetro proposto nesta Dissertação e que mede a qualidade do projeto da bomba. Baixos valores da pressão *intake* originam  $\delta_{fill} < 1$ , e com isso a existência da pancada de fluido na bomba. Já em relação ao curso do pistão, quanto maior o curso, menor será o valor de  $\delta_{fill}$  e por tanto, maior a tendência a originar pancada de fluido.

O parâmetro  $\delta_{fill}$  permite saber quão desfavorável é o projeto da bomba, assim pode-se chegar aos seguintes resultados:

- Próximo de zero ( $\delta_{fill} \approx 0$ ): projeto ruim;
- Próximo de 1 ( $\delta_{fill} \approx 1$ ): projeto aceitável;
- Maior do que 1 ( $\delta_{fill} > 1$ ): projeto desejável;
- Muito maior do que 1 ( $\delta_{fill} \gg 1$ ): projeto apresenta algum erro.

As tabelas 8 e 9 apresentam um resumo das principais características encontradas em situações reais de campo (curso, cpm, pressão *intake*) assim é possível verificar a melhor condição para cada caso. Dessa forma, será possível analisar as combinações desses fatores e prever se ocorrerá ou não a “pancada de fluido”.

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A previsão do comportamento do fluido no interior da bomba é de extrema importância na fase de projeto e na otimização da operação de poços com o BM, dessa forma espera-se que esse trabalho contribua de forma positiva no trabalho dos Engenheiros de Elevação. Após os resultados obtidos nesse trabalho foi identificado quais são os pontos de atenção e, de forma resumida, foi dado um direcionador para as opções operacionais quando se trabalhado com poços com características semelhantes ao desse estudo.

Através dos resultados obtidos verificou-se a importância de prever a ocorrência da pancada de fluido pois em alguns casos a pequena alteração do cpm, de 5 para 7, para um mesmo curso de bombeio, ou até mesma a menor combinação possível desses fatores já são suficientes para que o fenômeno ocorra. Assim, uma nova configuração de curso e cpm deve ser buscada para a mesma vazão para que não ocorra o problema.

O dimensionamento da bomba de fundo para trabalhar com fluidos viscosos deve levar em consideração principalmente a velocidade do bombeio. Essa velocidade está intimamente ligada à combinação do curso com o cpm, ou seja, de nada adianta termos um baixo cpm com um curso longo. Conforme visto nas tabelas acima, há casos que é possível trabalhar com um cpm relativamente alto reduzindo o curso, dessa forma a escolha deve ser integrada.

A necessidade de se trabalhar com pressões *intake* maiores implicam numa menor produtividade do poço pois afetam a sua IPR, porém, essa perda é compensada pela maior vida útil dos equipamentos. Essa análise deve fazer parte da rotina do Engenheiro de Elevação, uma vez que o mesmo deve buscar sempre um equilíbrio entre o aumento da produção e os custos envolvidos nessa busca incessante.

O parâmetro  $\delta_{f_{iu}}$  permite avaliar melhor se o projeto de bombeio está aceitável ou se poderá ocorrer alguma falha prematura na bomba. Dessa forma, esses valores servirão de base para uma análise preliminar da situação.

Devido à escassez de trabalhos abordando o estudo fluidodinâmico no interior da bomba a contribuição desse trabalho ganha uma importância maior ainda, pois contribui para a literatura específica do tema já que não existem trabalhos semelhantes.

Esses resultados proporcionaram um melhor entendimento dos fenômenos que ocorrem no interior da bomba e as características de cada um deles. Esses fenômenos observados nas simulações são encontrados na prática no trabalho de campo, comprovando assim a aplicabilidade desse estudo.

### **5.1 Sugestões de trabalhos futuros**

- 1) Ampliação da análise fluidodinâmica envolvendo toda a bomba de fundo (válvulas, pistão e camisa).
- 2) Realização de novas combinações de cursos e cpm's e outros valores de viscosidade.
- 3) Realização das análises envolvendo fluidos multifásicos e com valores de BSW diferentes.
- 4) Realização das análises com bombas de outras dimensões.
- 5) Sugerir e implementar mudanças estruturais nos projetos de bombas de fundo de acordo com as características encontradas nesse trabalho.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE.: “**Specification for Subsurface Sucker Rod Pumps and Fittings**”. API Specification 11AX. Twelfth Edition, June 2006.

ASSMANN, B. W.: “**Estudo de Estratégias de Otimização para Poços de Petróleo com Elevação por Bombeio de Cavidades Progressivas**”. 2008. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da UFRN (área de concentração: Automação e Sistemas), Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2008.

BARRETO FILHO, M.A.: “**Geração de Carta Dinamométrica de Fundo para Diagnóstico no Bombeio Mecânico em Poços de Petróleo**”. 1993. 215f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Petróleo) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Petróleo, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1993.

BARROS FILHO, J.: “**Ajuste Automático e Otimização do Tempo de Espera (IDLETIME) em Bombeio Mecânico de Petróleo**”. 2002. 83f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica)- Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2002.

BRADLEY, H.B.: “**Petroleum Engineering Handbook**”. 3rd ed. Texas: Society of Petroleum Engineers, 1992.

CUTLER, R.P.; MANSURE, A.J.: “**Fluid Dynamics in Sucker Rod Pumps.**” Conference: Southwest Petroleum Short Course, Lubbock, Texas, 1999.

DAMASCENO, J. J. R.: “**Fenômenos de Transporte (EQ107).**” Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2008.

ECONOMIDES, M.J.; WATTERS, L.T.; NORMAN,S.D.: "**Petroleum Well Construction**". Londres: John Wiley & Sons, 1998.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA-EPE: "**Relatório Síntese do Balanço Energético Nacional (BEN) de 2014**".

<<https://ben.epe.gov.br/BENRelatorioSintese2014.aspx>>

FLUENT 14.0: "**Theory Guide**", 2013.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.: "**Introdução à Mecânica dos Fluidos**". 5.ed. Rio de Janeiro. LTC, 2001.

KHODABANDEH, A.; MISKA, S.: "**A New Approach for Modeling Fluid Inertia Effects on Sucker-Rod Pump Performance and Design**". Paper (SPE 24329). SPE Rocky Mountain Regional Meeting held in Casper, Wyoming, 1992.

LAUNDER, B.E.; SPALDING, D.B. "**The numerical computation of turbulent flows**". Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3, 1974.

LEA, J.F.: "**Modeling Forces on a Beam-Pump System During Pumping of Highly Viscous Crude**". Paper (SPE 20672). SPE Annual Technical Conference and Exhibition held in New Orleans, 1991.

LEKIA, S.D.L.; EVANS, R.D.: "**A Coupled Rod and Fluid Dynamic Model for Predicting the Behavior of Sucker-Rod Pumping Systems**". Paper (SPE 21664). SPE Production Operations Symposium held in Oklahoma City, 1991.

LOMBARDI, J. C.: "**Análise de Distribuição de Pressão em Válvulas de Diagrama Poroso**." 2006, 125f. Tese (Doutorado em Computação Aplicada) - Curso de Pós-Graduação em Computação Aplicada, Ministério da ciência e tecnologia: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2006.

LYONS, W. C.; PLISGA, G.J.: "**Standard Handbook of Petroleum & Natural Gas Engineering**". 2 nd ed. Oxford: Elsevier, 2005.

MAITELLI, C. W. S. P.: **“Simulação do Escoamento Monofásico em Um Estágio de Uma Bomba Centrífuga Utilizando Técnicas de Fluidodinâmica Computacional”**. 2010. 182 f. Tese (Doutorado em Ciência e Engenharia de Petróleo)- Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2010

NASCIMENTO, J. M. A.: **“Simulador Computacional para Poços de Petróleo com Método de Elevação Artificial por Bombeio Mecânico”**. 2005. 114 p. Dissertação (Mestrado em Automação e Sistemas)- Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2005.

NICO FILHO, G. H.: **“Fundamentos de Elevação Artificial- Bombeio Mecânico e Bombeio de Cavidades Progressivas”**. 2010. Apostila Petrobras.

QUEIROZ, G. O.: **“Otimização da Injeção Cíclica de Vapor em Reservatório de Óleo Pesado”**. 2006. 136 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química)- Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal, 2006.

RAPOSO, G. M.: **“Simulação Numérica do Escoamento em Hidrociclone Destinado a Aplicações de Alto Teor de Óleo”** - Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2008.

SANTOS, A. A.: **“Bombeio Centrífugo Submerso – BCS”**. 2005. 43 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Especialização em Sistemas Offshore)- Universidade Federal do Rio de Janeiro-COPPE/UFRJ. Rio de Janeiro, 2005.

SHANPO, J.; XIANGZHEN, Y.; XIUJUAN, Y.: **“Numerical Study of Fluid Flow in Sucker Rod Pump Using Finite Element Method”**. College of Transport & Storage Civil Engineering, China University of Petroleum, Ansys Static Assets Resource Library Conf Paper, 2004.

SOLANKI, S.; KARPUK, B.; BOWMAN, R.; ROWATT, B.: **“Steam Assisted Gravity Drainage with Electric Submersible Pumping Systems”**. Society of Petroleum Engineers - Gulf Coast Section Electric Submersible Pump Workshop, Houston, 2005.

TAKÁCKS, G.: **“Sucker-Rod Pumping Manual”**. Tulsa, Oklahoma: Penn Well, 2003

THOMAS, J. E.: **“Fundamentos de Engenharia de Petróleo”**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

TRAVELHO, J. S.: **“Tópicos em Fenômenos de Transporte: Teoria, Simulação e Aplicações em Tecnologia Espacial Completo.”** Disponível em: Laboratório Associado de Computação e Matemática Aplicada: <[http://www.lac.inpe.br/elac13/arquivos/MiniCurso\\_06ELAC2012.pdf](http://www.lac.inpe.br/elac13/arquivos/MiniCurso_06ELAC2012.pdf)>. Acesso em: 06 nov. 2013).

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W.: **“An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method”**. Segunda edição. Nova Iorque: Longman Malaysia 2007.

VOGEL, J. V.: **“Inflow Performance Relationships for Solution-Gas Drive Wells”**, Artigo SPE 1476 do Journal of Petroleum Technology, January, 1968, páginas 83 a 92.

WILCOX, D. W.: **“Turbulence Modeling for CFD.”** DCW Industries: La Canada. 2006.

XU, J. et al.: **“Prediction of Turbulent Friction in Rod-Pumped Wells”**. Paper (SPE 39800). SPE Permian Basin Oil and Gas Recovery Conference held in Midland, Texas, 1998.

XU, J. et al.: **“A Comprehensive Rod-Pumping Model and Its Applications to Vertical and Deviated Wells”**. Paper (SPE 52215). SPE Mid-Continent Operations Symposium held in Oklahoma City, Oklahoma, 1999.