



Latin American Journal of Energy Research – Lajer (2021) v. 8, n. 1, pp. 67–85
<https://doi.org/10.21712/lajer.2021.v8.n1.p67-85>

Aplicação dos métodos de cálculo aproximado e de Gibbs na determinação das cargas atuantes no bombeio mecânico com hastes

Approximate calculation model and Gibbs model to determine operating parameters of the sucker-rod pumping system

Camylla Moreira de Oliveira¹, Oldrich Joel Romero^{2,*}

¹ *Stimulation and Sand Control Engineer*, Halliburton, Macaé, RJ, Brasil

² Professor do Programa de Pós-Graduação em Energia, Universidade Federal do Espírito Santo – Ufes, campus São Mateus, ES, Brasil

*Autor para correspondência, E-mail: oldrich.romero@ufes.br

Received: 08 June 2021 | Accepted: 30 June 2021 | Published online: 11 July 2021

Resumo: O bombeio mecânico é o método de elevação artificial mais utilizado no mundo e a determinação de seus parâmetros operacionais é de extrema importância para a otimização de seu desempenho. O controle das cargas máximas e mínimas na haste pode garantir um tempo de vida útil maior para as hastes e para todo o sistema de bombeio mecânico (Pons, 2014). A simulação do comportamento da coluna de hastes é o método mais adequado para a descrição deste sistema. Neste trabalho são utilizados o método do cálculo aproximado, e o método de Gibbs para o cálculo dos parâmetros operacionais PPRL – *Peak Polished Rod Load*, MPRL – *Minimum Polished Rod Load* e PT – *Peak Torque*. O método de Gibbs foi aplicado através do *software* SROD® e os dados reais para o estudo foram obtidos do banco de dados da Petrobras retirados do *software* TWM® (*Total Well Management*). É realizada a comparação dos resultados da simulação com duas pressões de sucção diferentes fornecidas pelo *software* TWM, a pressão de sucção da bomba calculada a partir do teste acústico e a pressão de sucção da bomba calculada a partir da carta dinamométrica. Os resultados mostram que para o método do cálculo aproximado a pressão de sucção da bomba calculada a partir do teste acústico é a mais adequada a ser utilizada, e para a modelagem dinâmica via SROD® a pressão de sucção mais adequada é aquela proveniente da análise da carta dinamométrica.

Palavras chave: elevação artificial, coluna de hastes, carta dinamométrica, pressão de sucção.

Abstract: *Sucker-rod pump is the artificial lift method most used in the world and the determination of its operating parameters is extremely important to optimize its performance. Tracking the maximum and minimum rod stress can ensure longer life for the rods and for the entire sucker-rod pumping system (Pons, 2014). The key to the proper description of the pumping system is the appropriate simulation of the rod string's behavior. This paper utilizes the approximate calculation model, and the Gibbs model to calculate the operating parameters PPRL – Peak Polished Rod Load, MPRL – Minimum Polished Rod Load and PT – Peak Torque of the sucker rod pumping system. The simulation of the Gibbs model were performed using the software SROD® and the data for this paper were obtained from the Petrobras database taken from the TWM® (Total Well Management) software. The results of the simulation are compared with two different pump intake pressures provided by the TWM® software, the pump intake pressure determined from acoustic fluid-level surveys and the pump intake pressure determined from dynamometer pump cards. The results present that for the approximate calculation model, the pump intake pressure from acoustic fluid levels is the most adequate to be used, and for Gibbs model via SROD®, the most suitable pump intake pressure is the one obtained from the analysis of the dynamometer pump cards.*

Keywords: *artificial lift, rod string, dynamometer pump card, intake pressure.*

1. Introdução

A maioria dos poços de petróleo nos primeiros estágios da sua vida produtiva utiliza a energia natural do reservatório para possibilitar o escoamento dos fluidos até as instalações de superfície, esta condição define os poços como surgentes (Nascimento, 2005). Com a depleção do reservatório, ou quando se faz necessário um aumento da produção, ou ainda quando a pressão do reservatório é originariamente baixa, a energia não é mais suficiente para elevar os fluidos até a superfície (Takács, 2003). Desta forma, para que a exploração desses poços se mantenha economicamente viável ou para que poços surgentes consigam aumentar a sua produção, são aplicados métodos de elevação artificial.

Dentre os métodos de elevação mais conhecidos no mundo destaca-se o bombeio mecânico com hastes, aplicado predominantemente em poços terrestres (Almeida e Romero, 2013; Romero e Almeida, 2014). Segundo Takács (2003) o bombeio mecânico foi o primeiro método de elevação aplicado na exploração do petróleo e é o método mais utilizado no mundo. Mais de 80% dos poços de petróleo equipados com elevação artificial utilizam este método (Nascimento, 2005).

No bombeio mecânico (BM) a unidade de bombeio (UB), localizada em superfície próxima à cabeça do poço, transforma o movimento rotativo fornecido por um motor elétrico ou de combustão interna em movimento alternativo. A coluna de hastes transmite o movimento alternativo para o fundo do poço, acionando uma bomba de deslocamento positivo ou simples efeito que eleva os fluidos produzidos pelo reservatório para a superfície.

Existem diferentes arranjos geométricos da UB, no entanto todas tem os componentes básicos similares (Figura 1). Os principais componentes de superfície são o motor, a caixa de redução, a UB e a haste polida. Já os principais componentes de fundo são a coluna de hastes e a bomba de fundo. Os trabalhos de Takács (2003) e Nascimento (2005) descrevem detalhadamente estes componentes.

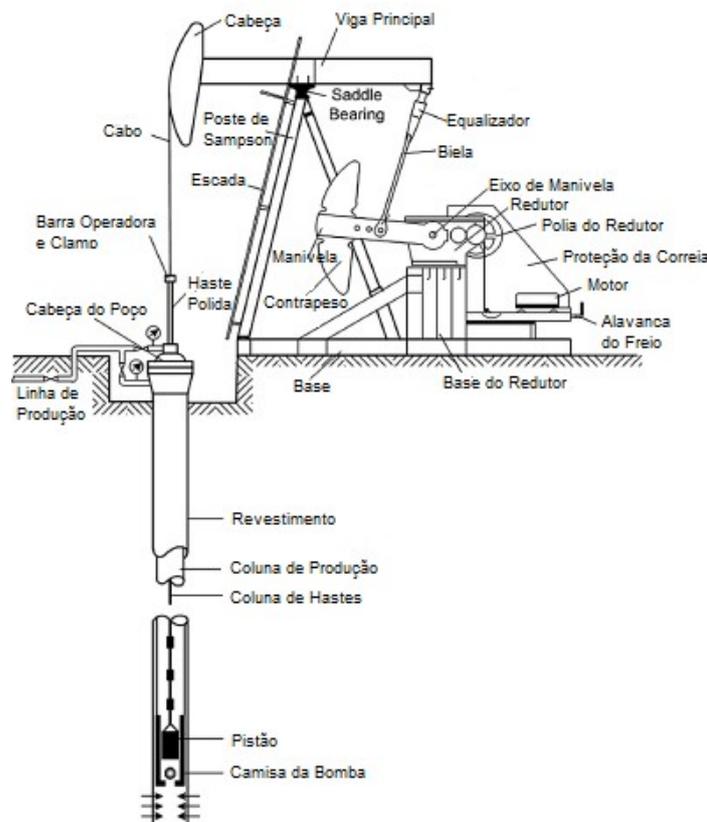


Figura 1. Configuração típica do bombeio mecânico (convencional) com hastes. Adaptado de Takács (2003).

Entre as vantagens do BM destaca-se o baixo custo com investimentos e manutenção, a facilidade de operar e de analisar seus resultados, e a simplicidade de instalação. Além disso, ele pode ser usado durante toda a vida produtiva do poço e sua capacidade de bombeio pode ser facilmente modificada de acordo com mudanças na produção (Nascimento, 2005). Entre outras vantagens, é um método que suporta altas temperaturas como é o caso da injeção de vapor. Os seus componentes e partes de reposição estão prontamente disponíveis e são intercambiáveis em todo o mundo (Takács, 2003). Além disso, é um

método utilizado em locais onde não há energia elétrica, utilizando-se de motor de combustão interna.

Contudo, as UBs necessitam de um grande espaço e são pesadas. Outro problema é a limitação da profundidade da bomba, principalmente pela resistência mecânica do material da coluna de hastes (Takács, 2003). O bombeio mecânico é um método sensível à presença de gás, areia e corrosão, os quais podem causar problemas na bomba e/ou nas hastes e tubos. Takács (2003) também cita o fato de que em poços desviados e tortuosos, o atrito de partes metálicas pode levar a falhas mecânicas; Lea (1990) e Lea et al. (1995) explicam sobre os problemas de flambagem nas hastes em poços verticais.

Os principais problemas que podem comprometer a eficiência volumétrica da bomba de fundo são a interferência de gás, pancada de fluido, vazamento nas válvulas, checagem de fundo, problemas na coluna e no pistão, ou ainda, a combinação deles (Nico Filho et al., 2019). Barros Filho (2002) descreve as principais falhas do bombeio mecânico e suas possíveis causas.

Desta forma, para minimizar a ocorrência de algum problema operacional, deve-se operar o sistema próximo à sua eficiência volumétrica máxima de bombeio. Testes de produção, análise da carta dinamométrica de superfície (CDS) e da carta dinamométrica de fundo (CDF), assim como análise de registros de *sonolog* são realizados para acompanhar a produção e as possíveis falhas nos poços que estão sendo produzidos por bombeio mecânico.

O registro de *sonolog* consiste em detonar uma pequena carga explosiva na superfície gerando um pulso acústico que se propaga pela coluna e é refletido nas luvas da coluna e no nível líquido no anular (Rowlan, 2011). Com o registro das reflexões e o conhecimento do comprimento médio de cada tubo, determina-se a profundidade do nível dinâmico ou estático, dependendo se o poço estiver produzindo ou estático.

As cartas dinamométricas, por sua vez, são obtidas em campo mediante a medição da força atuante na haste polida e seu deslocamento. Uma CDS e uma CDF típicas estão representadas na Figura 2. Através da CDS pode-se determinar (i) a carga na válvula de pé formada pelo peso das hastes imersas no fluido, (ii) a carga na válvula de passeio representada pelo peso das hastes imersas mais o peso do fluido contido no anular haste/coluna de produção, (iii) a carga máxima na haste polida (PPRL – *Peak Polished Rod Load*) e (iv) a carga mínima na haste polida (MPRL – *Minimum Polished Rod Load*) (Thomas, 2004).

A partir da CDS, e com o auxílio de modelos matemáticos, encontra-se a CDF, que é uma representação gráfica dos efeitos gerados pela carga atuante na bomba de fundo após terem se propagado ao longo da coluna de hastes (Corrêa, 1995). A CDF é utilizada para análise da bomba de fundo em relação aos possíveis problemas que podem comprometer a eficiência de bombeio (Takács, 2003). Uma discussão detalhada sobre a variação no formato das cartas dinamométricas e a análise das possíveis falhas podem ser encontradas nos trabalhos de Corrêa (1995) e Schnitman et al. (2003).

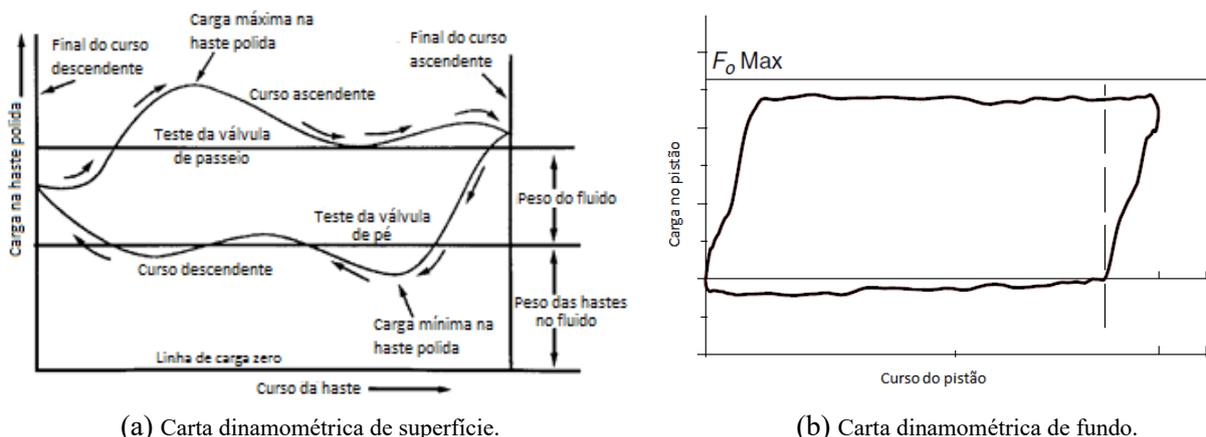


Figura 2. Carta dinamométrica típicas obtidas no BM. Adaptado de Thomas (2004) e de Rowland (2011).

Segundo Takács (2003), a simulação do comportamento da coluna de hastes é o método mais adequado para a descrição do sistema de bombeio mecânico. É através da coluna de hastes que ocorre a transmissão de todo o movimento gerado na superfície pela UB à bomba de fundo. Porém, a descrição matemática é dificultada pelo comportamento elástico da coluna de hastes que faz com que a trajetória percorrida pelo pistão em subsuperfície, evidenciada na CDF, seja diferente da trajetória percorrida pela haste polida em superfície, representada pela CDS (Takács, 2003). Ou seja, o curso do pistão é diferente do curso da haste polida.

O PPRL é a carga máxima imposta na UB no topo da coluna de hastes. Este parâmetro define se a

unidade está sobrecarregada e ajuda a especificar o tamanho da UB. Esta carga máxima deve ser menor do que a sua capacidade estrutural (Gibbs, 1977). O MPRL é a carga mínima imposta na UB no topo da coluna de hastes. Este parâmetro deve ter um valor positivo ou a unidade se desequilibrará durante o movimento descendente (Gibbs, 1977).

Os valores do PPRL e do MPRL definem o contrapeso que deve ser utilizado na UB; esses dois parâmetros determinam também a tensão atuante na coluna de hastes, o qual influencia sua durabilidade em relação à fadiga (Takács, 2003; Gibbs, 1977). O PT – *Peak Torque*, por sua vez, é o torque máximo no redutor e geralmente é um valor positivo, tendo influência direta no tempo de vida útil da caixa de redução (Takács, 2003). Existem dois tipos de torque máximo: o PT balanceado que ocorre quando a UB está adequadamente balanceada, e o PT “existente” que ocorre com o contrapeso “existente” (Gibbs, 1977). O PT balanceado é quase sempre menor que o PT “existente” (Gibbs, 1977). Esses três parâmetros são essenciais para especificar a UB mais adequada a ser utilizada ao carregamento imposto e são detalhados na próxima seção.

Neste trabalho, será efetuada a comparação de desempenho de dois modelos matemáticos com diferentes pressões de sucção da bomba de fundo na determinação dos parâmetros operacionais PPRL, MPRL e PT do sistema de bombeio mecânico.

2. Determinação do desempenho do sistema BM

Existem vários modelos para o cálculo dos parâmetros básicos do bombeio mecânico. Esses modelos são classificados por Nascimento (2005) e Costa (1995) em três grupos: (i) o método quasi-estático (método convencional), também chamado por Takács de método do cálculo aproximado, (ii) os métodos baseados na rotina API – *American Petroleum Institute*, e (iii) os modelos dinâmicos (método de Gibbs). Neste trabalho serão abordados o método do cálculo aproximado, pela simplicidade na busca dos parâmetros básicos de projeto, e o método de Gibbs, que é considerada por muitos autores a metodologia que melhor descreve o comportamento da coluna de hastes. O método API não é considerado na análise por se restringir a bombas ancoradas ao revestimento, sendo que a maioria dos poços na região norte do Espírito Santo não possui esta configuração.

2.1 Método do cálculo aproximado

Neste método considera-se que o comportamento da coluna de hastes é representado por um sistema massa-mola para o cálculo das forças dinâmicas. Para simplificação dos cálculos, também é adotado que a UB é do tipo convencional, e que a haste polida tem um movimento harmônico simples. Não são incluídas as forças de fricção, e as cargas dinâmicas não incorporam os efeitos das ondas de tensão atuantes na coluna de hastes. São consideradas apenas as forças necessárias para acelerar as hastes e a coluna de fluido, com suas massas concentradas e inelásticas.

Takács (2003) encontra as variáveis da carga máxima e carga mínima na haste polida através da fórmula de Mills (1939), Eq. (1). Esta relação foi deduzida através da análise do movimento do sistema biela/manivela da UB, assumindo que a manivela gira a uma velocidade constante, originando um número de ciclos por minuto N para uma haste polida com curso S em polegadas, permitindo assim determinar o fator de aceleração δ como sendo

$$\delta = \pm \frac{SN^2}{70.500}. \quad (1)$$

O uso da Eq. (1) é limitado a poços rasos devido à simplificação do movimento da haste polida, e também por considerar que a coluna de hastes é inelástica com massa concentrada (Takács, 2003). O sinal + ou – da equação é dependente do movimento da coluna de hastes ser ascendente ou descendente. No movimento ascendente as forças dinâmicas são somadas às cargas estáticas, já no movimento descendente as forças dinâmicas são subtraídas do peso estático da coluna de hastes (Takács, 2003). Assim, a fórmula de Mills é utilizada para definir as cargas máxima (PPRL), Eq. (2), e mínima (MPRL), Eq. (3), na haste polida.

$$\text{PPRL} = F_o + W_r(1 + \delta), \quad (2)$$

$$\text{MPRL} = W_r(1 - \delta - 0,128\rho_{rel}), \quad (3)$$

em que F_o é o peso do fluido acima do pistão em libras calculado pela Eq. (4), W_f é o peso total das hastes no ar em libras e ρ_{rel} é a gravidade específica (ou massa específica relativa) do fluido produzido. Na Eq. (4) H é a profundidade do nível dinâmico do fluido em pés, e A_p é a área do pistão em polegadas quadradas.

$$F_o = 0,433HA_p\rho_{rel}. \quad (4)$$

Para o cálculo do contrabalanceio ideal (CBE), ou seja, a força requerida na haste polida para contrabalancear perfeitamente a UB, Takács (2003) considera que a CBE é a soma do peso da coluna de hastes com metade do peso do fluido. O CBE também pode ser encontrado a partir das cargas máxima e mínima na haste polida como mostrado pela Eq. (5).

$$CBE = \frac{PPRL+MPRL}{2}. \quad (5)$$

A determinação do torque máximo (PT) supõe que a UB é do tipo convencional e com movimento harmônico simples (Takács, 2003), sendo representada por

$$PT = (PPRL - CBE) \frac{S}{2} = (PPRL - MPRL) \frac{S}{4}. \quad (6)$$

Segundo Nascimento (2005), este modelo de cálculo é a forma mais elementar de busca dos parâmetros básicos de projeto. Porém, pode levar a imprecisões e conseqüentemente resultados não satisfatórios.

2.2 Modelagem dinâmica – Método de Gibbs

Uma melhor descrição do sistema de bombeio é obtida pela simulação numérica do comportamento da coluna de hastes (Nascimento, 2005). Os impulsos gerados pelo movimento da UB na superfície são transmitidos para o fundo do poço. A operação da bomba de subsuperfície também envia sinais semelhantes para a superfície. Estes impulsos se manifestam na forma de forças elásticas ou ondas de tensão que repercutem ao longo da coluna de hastes com a velocidade do som, interferências ou reflexões dessas ondas podem prejudicar ou comprometer o funcionamento do sistema (Takács, 2003). A coluna de hastes pode ser considerada como uma barra delgada ideal afetada pela propagação unidimensional de ondas de tensão, e cuja representação matemática é dada pela equação da onda. O método mais difundido e confiável para resolver a equação unidimensional da onda amortecida que descreve o comportamento dinâmico da coluna de hastes foi proposto por Gibbs (Nascimento, 2005).

O modelo de Gibbs descreve o comportamento da coluna de hastes mediante uma equação que governa o deslocamento u de um ponto da coluna de hastes em uma posição l em um instante de tempo t , isto é $u(l, t)$ (Costa, 1995). A equação diferencial parcial unidimensional, transiente, hiperbólica e de segunda ordem proposta, é denominada equação da onda amortecida (Eq. 7)

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = v^2 \frac{\partial^2 u}{\partial l^2} - c \frac{\partial u}{\partial t} + g, \quad (7)$$

sendo v é a velocidade do som nas hastes, c é o coeficiente de amortecimento e g a aceleração da gravidade.

O coeficiente de amortecimento c é expresso pela Eq. (8), onde c_D é o fator de amortecimento adimensional e D_b é a profundidade da bomba (Costa, 1995).

$$c = \frac{\pi v c_D}{D_b}. \quad (8)$$

Na Figura 3 é representado o deslocamento $u(l, t)$ para um ponto de posição l na coluna de hastes no instante inicial e em instantes de tempo t seguintes.

As condições de contorno do problema são a cinemática da UB na superfície e a operação da bomba de fundo. Como condição inicial o sistema é considerado em repouso (Costa, 1995).

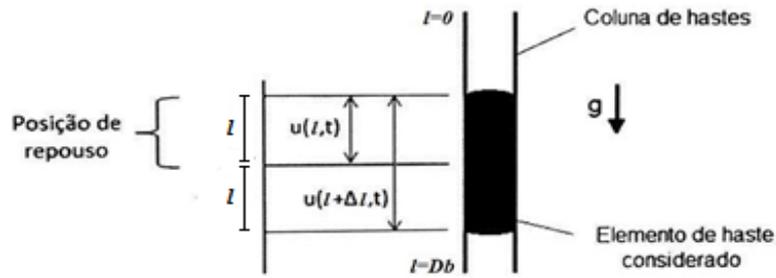


Figura 3. Definição da variável deslocamento. Adaptado de Almeida (2012).

Segundo Gibbs, a escolha de um valor adequado para c_D poderia simular o atrito viscoso e o atrito de Coulomb. Assim, este valor é função das características do poço, tais como geometria, tipo de fluido produzido e equipamentos instalados (Nascimento, 2005).

A solução da Eq. (7) permite obter o deslocamento $u(l, t)$ em diversas posições l e vários instantes de tempo t . Com isso as forças de tração nas hastes $F(l, t)$ são calculadas pela Lei de Hooke mediante a Eq. (9).

$$F(l, t) = EA \frac{\partial u(l, t)}{\partial l}. \quad (9)$$

Os valores dos pares de pontos de deslocamento $u(l = 0, t)$ e força de tração na haste polida $F(l = 0, t)$ durante o ciclo de bombeio permitem a elaboração da CDS (carta dinamométrica de superfície). Já os pares de deslocamento $u(l = D_b, t)$ e a força sobre o pistão (F_o) representam a CDF (carta dinamométrica de fundo) (Nascimento, 2005).

3. Determinação da pressão de sucção da bomba de fundo

A pressão de sucção da bomba de fundo (*pump-intake-pressure*, PIP) para poços equipados com bombeio mecânico pode ser obtida a partir do teste acústico ou a partir das cargas de fluido fornecidas pela carta dinamométrica de fundo (CDF). Essas duas metodologias são implementadas de tal forma a verificar sua influência na obtenção dos parâmetros operacionais calculados a partir dos modelos descritos na seção §2.

3.1 Pressão de sucção calculada a partir do teste acústico

A pressão de sucção da bomba (PIP) calculada a partir do teste acústico é baseada na informação do nível de fluido do anular (Echometer, 1998). A profundidade medida do nível de fluido é determinada captando e processando um sinal acústico no anular do revestimento com a coluna de produção. A pressão na cabeça do revestimento é medida e usada para calcular a pressão no fundo da coluna de gás, usando as propriedades do gás e o seu gradiente de temperatura.

A pressão na profundidade da sucção da bomba é calculada usando o gradiente do fluido no anular abaixo da interface gás/líquido. Então, o PIP determinado acusticamente é a pressão no anular revestimento/coluna de produção na profundidade especificada pela sucção da bomba (Rowlan, 2011). A Figura 4 mostra esquematicamente a configuração do poço e sua distribuição de pressão sendo um poço equipado por uma bomba de fundo. PBHP é a pressão dinâmica do fundo do poço e SBHP é a pressão estática do fundo do poço.

A pressão na profundidade da bomba (PIP) é então calculada como a soma da pressão medida em superfície (P_{rev}) mais a pressão hidrostática da coluna de fluidos existente acima do ponto de interesse. A pressão hidrostática é expressa como o produto da sua altura H_g pelo gradiente do gás $\left. \frac{dp}{dL} \right|_g$ e a altura de líquido H_{fg} pelo gradiente do líquido gasoso $\left. \frac{dp}{dL} \right|_{fg}$ (Rowlan, 2011).

$$PIP = P_{rev} + H_g \left. \frac{dp}{dL} \right|_g + H_{fg} \left. \frac{dp}{dL} \right|_{fg}. \quad (10)$$

A precisão da PIP calculada é dependente de diversos fatores como estabilização, porcentagem de líquido na coluna gasosa do anular, profundidade do nível de fluido, altura da coluna de líquido gasoso,

os quais são explicados detalhadamente por Rowlan (2011). O autor comenta que analisando corretamente os fatores citados, os resultados baseados nos testes acústicos podem produzir valores de PIP que estão dentro de 5% dos valores encontrados com os registradores de fundo de poço.

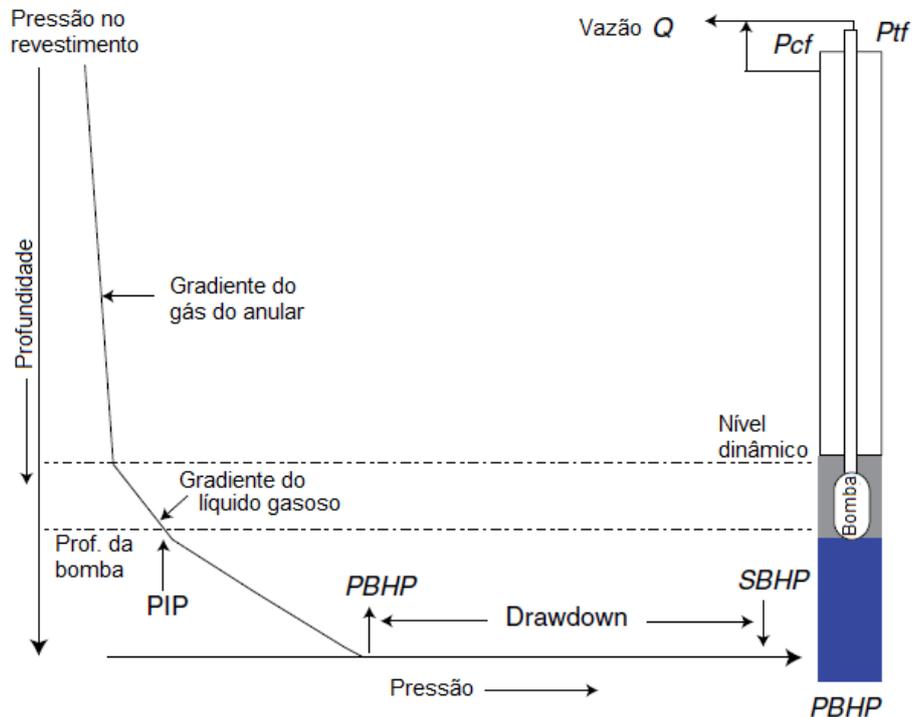


Figura 4. Definição dos termos para PIP proveniente do teste acústico. Adaptado de Rowlan (2011).

3.2 Pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica

A carga de fluido na bomba em função da posição do pistão além de diagnosticar problemas na bomba, possibilita o cálculo da pressão no interior da camisa da bomba. Nesta análise, a pressão na camisa durante o movimento ascendente do pistão é considerada uma boa aproximação para a PIP e para a pressão no anelar na profundidade da bomba, considerando que não existem perdas de pressão adicionais (Rowlan, 2011).

Waggoner e Mansure (2000) afirmam que resultados de experimentos confirmaram que as cargas e as posições do pistão medidos com uma ferramenta de fundo de poço tiveram valores muito próximos dos valores apresentados pelas CDF calculadas usando a equação da onda a partir da CDS. Atualmente na indústria é considerado que a CDF, calculada a partir da CDS, é suficiente para calcular a PIP baseando-se na diferença entre as cargas calculadas durante o movimento ascendente e descendente de um ciclo de bombeio (Rowlan, 2011).

A Figura 5 mostra esquematicamente a configuração e a distribuição de pressão de um poço equipado com BM e pressão na cabeça da coluna P_{col} . A medição da carga de fluido, que é a diferença entre as cargas do pistão nos movimentos ascendente e descendente ($F_{oUp} - F_{oDn}$), junto com uma estimativa do gradiente de fluido na coluna de produção $\left. \frac{dp}{dL} \right|_f$ de altura H permite o cálculo da PIP (Rowlan, 2011) de acordo com a Eq. (11).

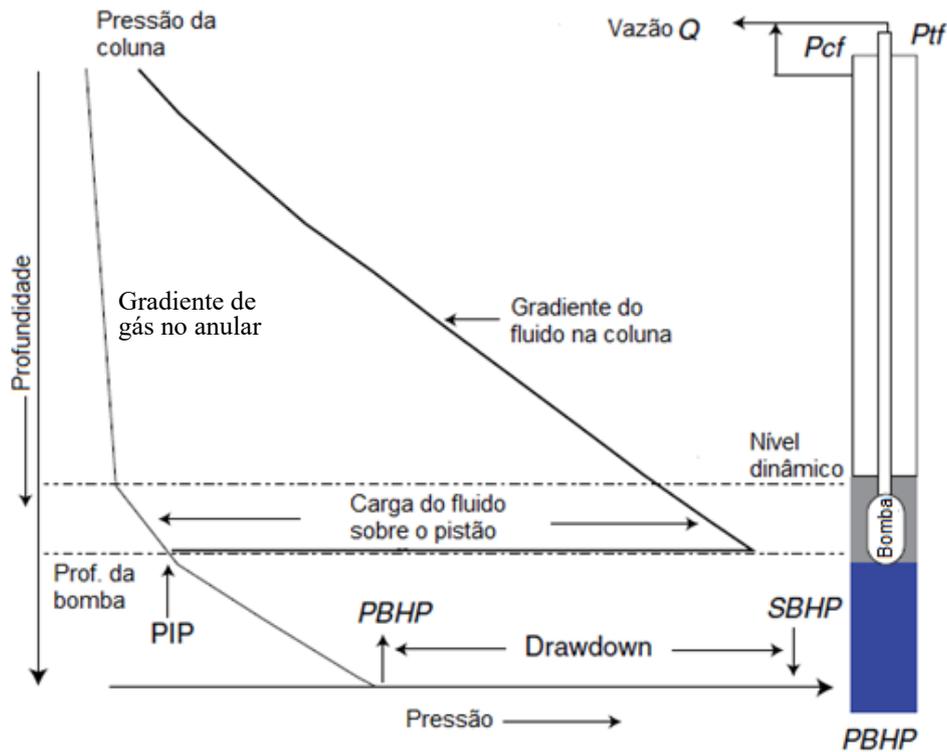


Figura 5. Definição dos termos para PIP proveniente da carta dinamométrica. Adaptado de Rowlan (2011).

$$PIP = P_{col} + H \frac{dp}{dL} \Big|_f - \frac{(F_{oUp} - F_{oDn})}{A_p}. \quad (11)$$

O cálculo da PIP mediante a Eq. (11) é resultado de um balanço de forças dinâmicas pois os níveis de carga da bomba são determinados durante o movimento do pistão a partir da transformação da equação da onda da haste polida e da posição. A precisão deste procedimento é dependente de diversos fatores como coeficiente de amortecimento, carta dinamométrica deslocada para fora da linha de carga zero, atrito hidráulico, variação na pressão de cabeça do revestimento, marcação da bomba, os quais são detalhados em Rowlan (2011).

Desta mesma maneira, no *software* TWM® (*Total Well Management*) da Echometer, a PIP é estimada a partir dos valores mínimos e máximos da CDF. Contudo, o cálculo leva em conta o conhecimento da *back pressure* na coluna e uma estimativa da carga de fricção nas hastes (Echometer, 1998).

Rowlan (2011), por sua vez, afirma que esta pressão de sucção proveniente da carta dinamométrica geralmente é uma boa aproximação à PIP (abaixo da válvula de pé) e à pressão no anular na profundidade da bomba, contanto que perdas de pressão adicionais não estejam presentes.

4. Descrição do problema e metodologia de solução

Neste trabalho será comparado o desempenho do método de cálculo aproximado e do método dinâmico na determinação dos parâmetros PPRL, MPRL e PT do sistema BM. Com a pressão de sucção da bomba obtida a partir do teste acústico e a partir da carta dinamométrica.

Para comparação das metodologias de cálculo foram analisados os dados armazenados no *software* TWM®, que fornece a CDS (denominada de “Carta real”), e as medições de campo de 35 poços fornecidos pela Petrobras. Os dados e medições de campo retirados do TWM® estão apresentados na Tabela 1. Na Tabela 2 constam os parâmetros operacionais e as diferentes pressões de sucção da bomba (PIP) também retirados do TWM®.

Tabela 1. Dados dos 35 poços simulados, extraídos do TWM®.

Poço	Curso, pol	COM	Diâmetro pistão, pol	Nível dinâmico, ft	Diâmetro haste polida, pol	Profundidade da bomba, ft	Eficiência vol. da bomba, %
1	112,29	4,41	2,75	2.041,03	1,125	2370,21	74,66
2	86,22	5,79	2,75	1.798,55	1,000	1842,55	19,11
3	120,00	8,30	3,25	1.737,93	1,000	1812,93	45,16
4	86,49	8,00	3,25	1.503,85	1,000	1515,85	41,92
5	101,03	6,77	3,25	1.392,23	1,000	1631,23	67,05
6	59,42	5,98	3,25	1.423,68	1,000	1465,68	28,95
7	61,00	6,32	3,25	1.374,74	1,125	1482,74	28,55
8	85,29	8,07	3,25	1.194,66	1,000	1479,66	71,17
9	107,68	5,23	3,25	1.616,14	1,000	1637,14	11,81
10	86,00	5,16	3,25	1.491,59	1,000	1817,59	63,49
11	124,00	3,06	3,25	735,20	1,125	1450,20	86,29
12	54,00	7,50	3,25	1.364,60	1,000	1420,60	54,14
13	107,00	4,85	3,25	1.197,85	1,000	1465,85	34,03
14	107,00	5,16	3,25	2.352,71	1,000	2650,72	50,83
15	100,00	6,45	3,25	1.135,25	1,000	1786,25	78,84
16	166,55	4,14	2,75	1.290,86	1,000	2287,86	88,13
17	107,00	5,94	3,25	1.485,87	1,000	2226,87	81,16
18	120,00	8,78	2,75	525,50	1,000	2621,39	97,54
19	88,85	6,77	3,25	2.499,85	1,000	2544,85	81,30
20	141,28	7,12	3,25	1.181,15	1,000	2524,15	98,27
21	144,00	5,64	3,25	1.947,71	1,000	2203,71	53,88
22	115,97	5,56	3,25	1.971,95	1,000	2175,95	50,14
23	107,23	7,66	2,75	1.197,99	1,000	2233,99	82,17
24	192,00	8,61	3,25	1.960,92	1,000	2492,29	74,14
25	144,00	7,12	2,75	1559,47	1,000	2494,75	85,28
26	88,85	8,00	2,75	1964,12	1,000	2161,48	65,42
27	88,85	6,64	3,25	2231,13	1,000	2278,15	55,11
28	109,91	5,08	2,75	2009,43	1,000	2731,43	97,42
29	107,00	6,13	2,75	2171,85	1,000	2621,85	83,72
30	82,00	4,14	2,75	2038,42	1,125	2336,42	89,30
31	124,00	5,00	2,75	1794,98	1,000	2746,98	97,03
32	88,77	4,10	3,25	2405,50	1,000	2456,50	44,55
33	113,00	3,74	2,75	1921,25	1,000	2474,25	77,23
34	58,00	4,03	2,75	2460,40	1,125	2489,40	98,07
35	148,53	4,37	2,75	2267,23	1,000	2431,23	54,83

Tabela 2. Parâmetros operacionais e pressões de sucção da bomba de fundo dos 35 poços simulados, extraídos do TWM®.

Poço	PPRL (lbf)	MPRL (lbf)	PT (lb-pol)	PIP carta dinâmométrica (psi)	PIP teste acústico (psi)
1	12.922	5.679	239.708	513	228,7
2	12.137	5.018	125.907	17,4	36,8
3	14.371	4.123	288.570	148,8	41,9
4	11.516	4.318	152.862	175,2	62,2
5	12.292	3.471	217.535	185,9	110,4
6	10.849	4.687	106.181	40,5	17,5
7	10.492	3.812	120.786	90,9	67,8
8	9.478	3.563	138.417	201,5	138,7
9	12.752	4.388	146.230	179	15,2
10	11.451	4.313	174.596	257,3	151,7
11	7.390	3.980	117.883	333,5	309,8
12	9.986	3.484	94.360	110,1	85,7
13	11.699	3.340	163.486	21,8	132,3
14	16.986	5.308	321.123	108,7	11,9
15	10.835	4.552	208.000	394,8	298,4
16	11.967	6.175	272.711	637,1	573,8
17	12.890	4.921	227.113	388,2	450,6
18	16.510	4.940	348.080	323,2	525,5
19	17.953	4.260	317.448	189,5	69,5
20	16.170	4.820	364.698	609,3	662,9
21	15.290	4.726	400.787	216,2	106,4
22	14.310	3.639	295.903	254,6	92
23	11.544	4.654	191.102	492,3	456,4
24	17.146	5.509	646.232	416,8	236,9
25	13.615	4.866	336.592	603,3	390,1
26	13.774	4.153	210.415	238,8	104,4
27	16.568	4.511	271.739	238,7	128,9
28	14.416	6.460	236.168	346,1	248,9
29	15.006	5.322	278.190	394,8	298,4
30	17.103	6.621	232.349	10,6	137,5
31	15.909	5.397	322.459	363,2	419
32	17.419	5.848	258.821	27,4	50,4
33	11.225	6.020	160.559	508,2	309,8
34	14.481	6.338	117.659	55,5	70,7
35	12.931	6.007	275.462	315,8	87,7

Todos os casos em estudo tratam de poços equipados com unidade de bombeio mecânico convencional, possuem completação simples e a bomba não está ancorada no revestimento. Os 35 poços estão localizados no norte do Espírito Santo, sendo poços terrestres, verticais e produtores de óleos pesados (em torno de grau API 13), com profundidades em torno de 700 metros. Uma representação simplificada de um dos poços completados com BM (Caso 1) é apresentada na Figura 6.

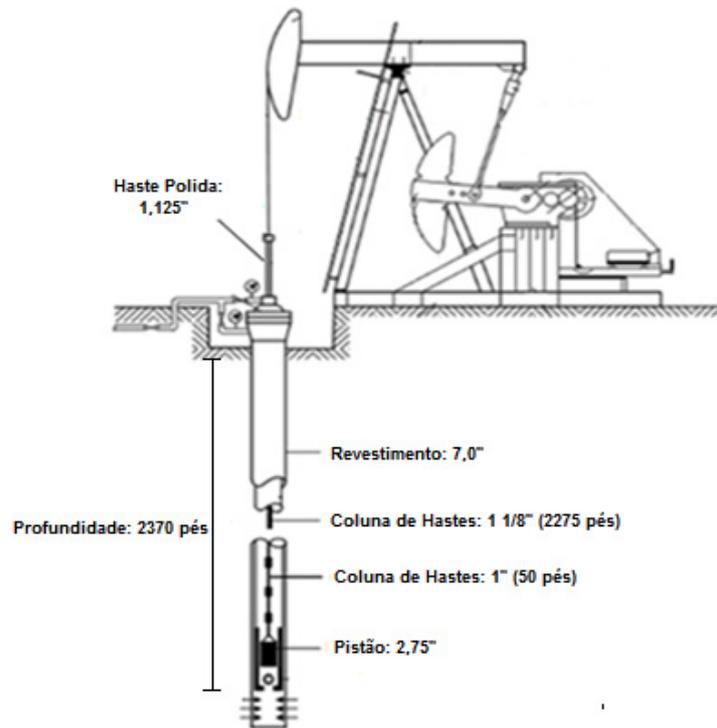


Figura 6. Representação simplificada do Caso 1. Adaptado de Takács (2003).

Para a aplicação do método de cálculo aproximado são utilizadas as equações descritas na subseção §2.1, e para a modelo dinâmico é utilizado o *software* SROD® da GE Oil & Gas, que contém as equações descritas na subseção §2.2.

Na determinação dos parâmetros PPRL, MPRL e PT foram considerados os seguintes cenários:

- a) método do cálculo aproximado com a pressão de sucção proveniente do teste acústico;
- b) método do cálculo aproximado com a pressão de sucção proveniente da análise da carta dinamométrica;
- c) método dinâmico com a pressão de sucção proveniente do teste acústico;
- d) método dinâmico com a pressão de sucção proveniente da análise da carta dinamométrica.

Após as simulações foram comparados os resultados obtidos com cada método de tal forma a identificar qual é a pressão de sucção mais adequada a ser utilizada.

A pressão de sucção recomendada é aquela que gere a CDS mais próxima da CDS real fornecida pelo TWM®, e resultados de PPRL, MPRL e PT mais próximos dos valores fornecidos pelo TWM®. Os resultados de cada método gerados com cada uma das pressões de sucção foram comparados aos dados reais fornecidos pela Petrobras.

A obtenção do PPRL e do MPRL a partir da carta dinamométrica de superfície medida é feita diretamente pela leitura da carga máxima e da carga mínima do conjunto de pontos da carta (Costa, 1995). O torque máximo no redutor de uma UB, por sua vez, é a soma dos torques necessários para mover a haste polida e os contrapesos (Takács, 2003).

5. Resultados e discussões

5.1 Aplicação do método do cálculo aproximado

A Figura 7 representa a comparação das cargas máxima (PPRL) e mínima (MPRL) resultante do método do cálculo aproximado (MCA) com a CDS real para um dos casos em estudo, denominado de Caso 1. Onde, “MCA – Acústico” é referente ao método do cálculo aproximado utilizando a pressão de sucção proveniente do teste acústico para a realização da simulação, e “MCA – Carta” é referente ao método do cálculo aproximado utilizando a pressão de sucção proveniente da carta dinamométrica. A “Carta real” é a CDS extraída do *software* TWM®.

É possível perceber que os resultados gerados com a pressão de sucção proveniente da carta dinamométrica subestimou o valor de PPRL e superestimou o valor de MPRL, a diferença entre eles é menor do que entre os parâmetros reais. O resultado gerado com a pressão de sucção proveniente do teste

acústico, por sua vez, superestimou o valor de PPRL e também o valor de MPRL, fazendo com a que a diferença entre o PPRL e o MPRL fosse mais próxima da diferença entre os valores reais de PPRL e MPRL. Desta forma é gerado uma CDS mais parecida com a CDS real, apesar de estar deslocada para cima.

Ainda analisando a Figura 7 e em detalhes na Figura 9, é constatado que a curva do MPRL MCA – Carta e o MPRL MCA – Acústico estão sobrepostas, indicando que utilizando qualquer uma das pressões de sucção, o MPRL é o mesmo. No método do cálculo aproximado o PPRL é um parâmetro dependente do peso do fluido no pistão (F_o) e indiretamente dependente da pressão de sucção a qual determina o nível dinâmico do fluido (H), como visto nas Eqs. (2) e (4). Já o MPRL não depende da pressão de sucção da bomba na metodologia de Takacs, é dependente somente do peso das hastes flutuadas e do fator de aceleração de Mills como visto na Eq. (3), desta forma o MPRL desta metodologia não foi alterado com a alteração da pressão de sucção utilizada.

O PT, por sua vez, é dependente do PPRL e do MPRL, como mostrado pela Eq. (6). Desta forma, como o PPRL resultante da pressão de sucção do teste acústico foi mais próximo do real, e o MPRL se manteve o mesmo, o valor do PT foi influenciado se aproximando do valor real, como pode ser constatado na Figura 10 onde o PT da pressão de sucção do teste acústico obteve um menor erro em relação ao PT real do que o PT da pressão da carta dinamométrica.

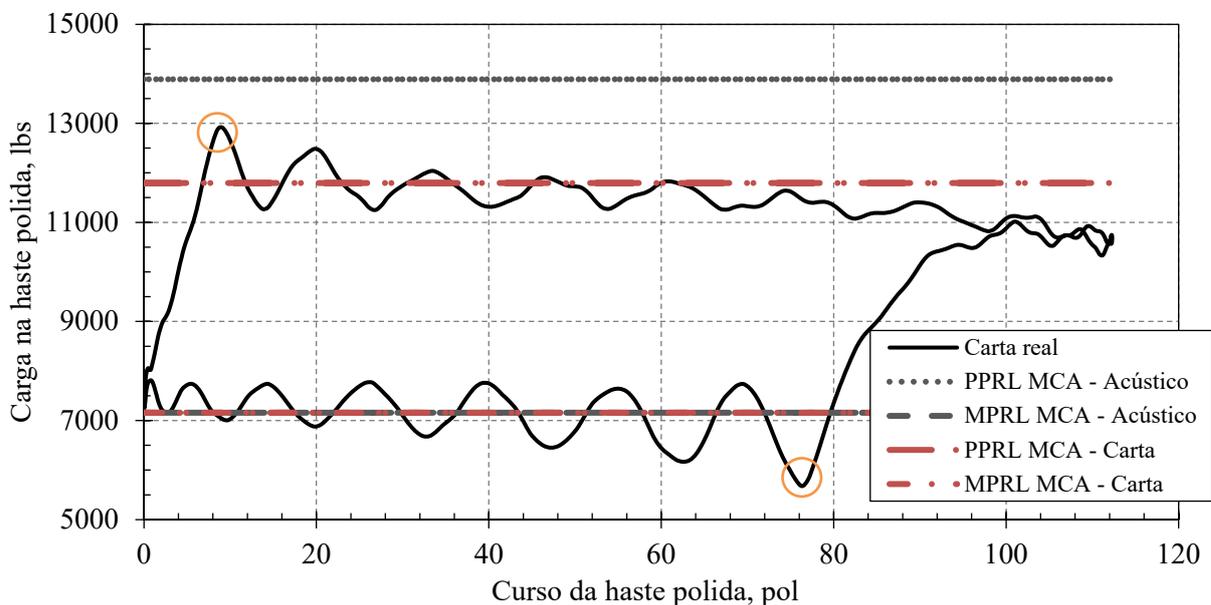


Figura 7. Comparação dos resultados do PPRL e MPRL do método do cálculo aproximado (MCA) utilizando a pressão de sucção calculada a partir do teste acústico (MCA – Acústico) e utilizando a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica (MCA – Carta) com a carta dinamométrica real (Carta real do TWM) – Caso 1.

O resumo do erro relativo dos resultados obtidos com as metodologias mencionadas em relação aos valores medidos se encontra nas Figuras 8, 9 e 10. Na Figura 8, a curva azul representa os valores de PPRL que foram igualados a 100% os quais representam os valores reais e são a base de comparação para os valores de PPRL resultantes das diferentes metodologias adotadas. Para determinar o erro relativo dos valores gerados pelas metodologias em análise em relação aos valores reais, os pontos “MCA – Carta” foram obtidos da Eq. (12) e os pontos de “MCA – Acústico” da Eq. (13). Similar procedimento foi utilizada para encontrar os valores de MPRL(%) e PT(%) nas Figuras 9 e 10 respectivamente. No Caso 1, por exemplo, observamos na Figura 8 que o valor de $PPRL_{MCA-Carta}(\%)$ foi 91,3% e de $PPRL_{MCA-Acústico}(\%)$ foi 107,5%. Podemos confirmar também pela Figura 7 que o valor do $PPRL_{MCA-Acústico}$ foi o mais próximo do valor real.

$$PPRL_{MCA-Carta}(\%) = \left(\frac{PPRL_{MCA-Carta} - PPRL_{Carta Real}}{PPRL_{Carta Real}} \right) 100 \quad (12)$$

$$PPRL_{MCA-Acústico}(\%) = \left(\frac{PPRL_{MCA-Acústico} - PPRL_{Carta Real}}{PPRL_{Carta Real}} \right) 100 \quad (13)$$

A Tabela 3, por sua vez, fornece o erro da diferença entre o PPRL e o MPRL de cada modelo em relação à diferença do PPRL e do MPRL do caso real (obtido do TWM®), ou seja, o quanto a distância entre o PPRL e o MPRL de uma metodologia está variando em relação à distância do PPRL e do MPRL real.

Analisando a Tabela 3 percebe-se que em 85,7% dos poços em estudo o resultado da diferença entre o PPRL e MPRL utilizando o método do cálculo aproximado com a pressão de sucção do teste acústico teve um erro menor relativo ao resultado real (“Carta real” na figura). Para o PPRL, 88,6% dos poços analisados gerados pelo método do cálculo aproximado com a pressão de sucção do teste acústico teve um erro relativo menor, como observado na Figura 8. Na determinação do PT, 85,7% dos poços analisados gerados pelo método do cálculo aproximado com a pressão de sucção do teste acústico também teve um erro relativo menor, como observado na Figura 10.

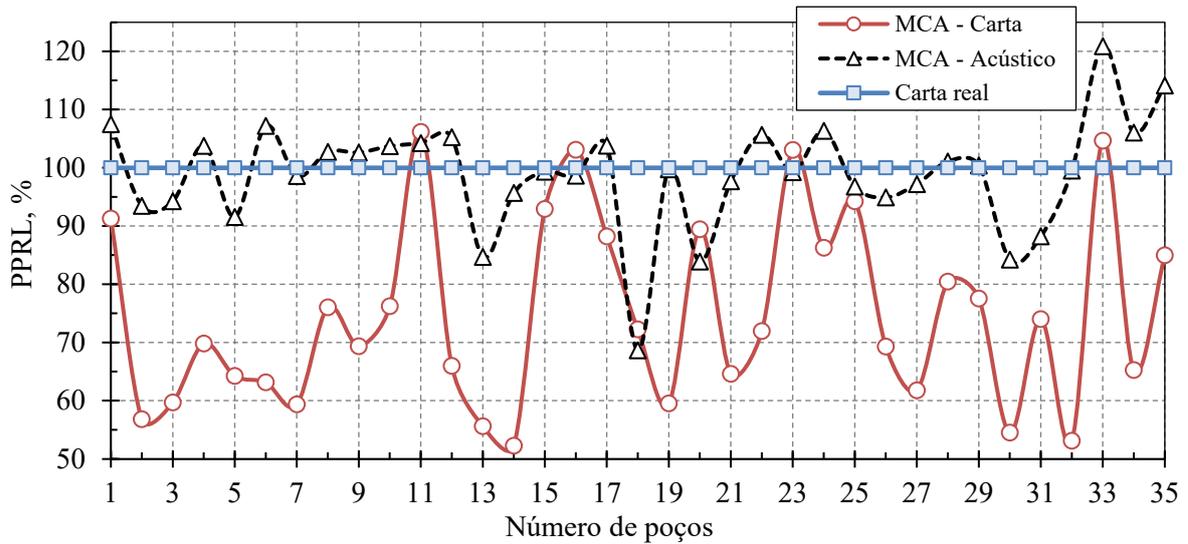


Figura 8. Erro do PPRL de cada poço utilizando a pressão de sucção calculada a partir do teste acústico (MCA – Acústico) e utilizando a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica (MCA – Carta) em relação ao valor real (“Carta real”)

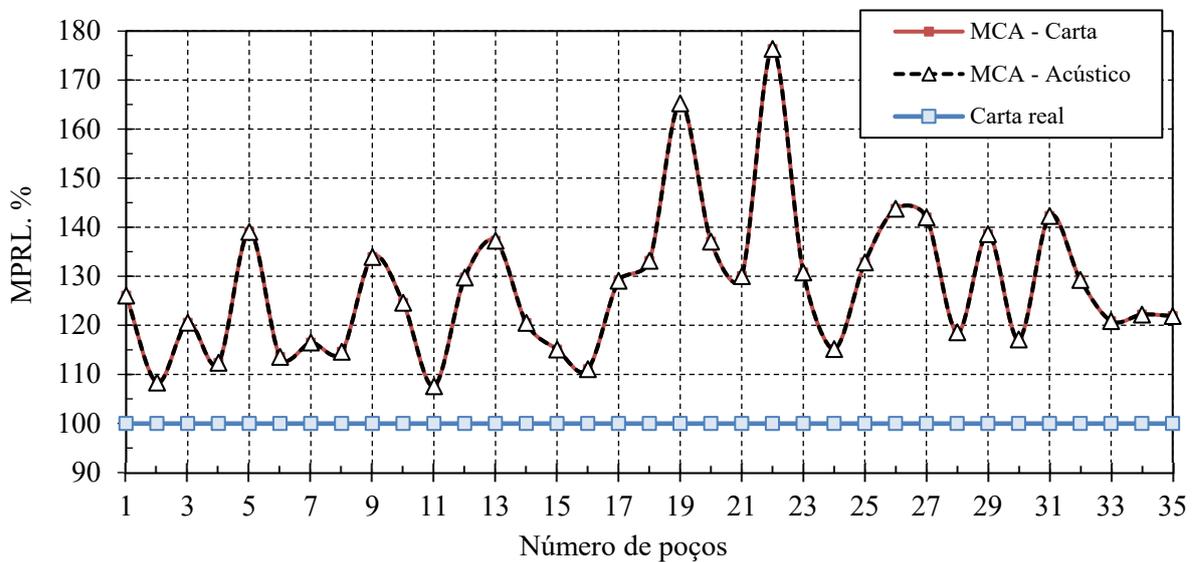


Figura 9. Erro do MPRL de cada poço utilizando a pressão de sucção calculada a partir do teste acústico (MCA – Acústico) e utilizando a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica (MCA – Carta) em relação ao valor real (Carta real).

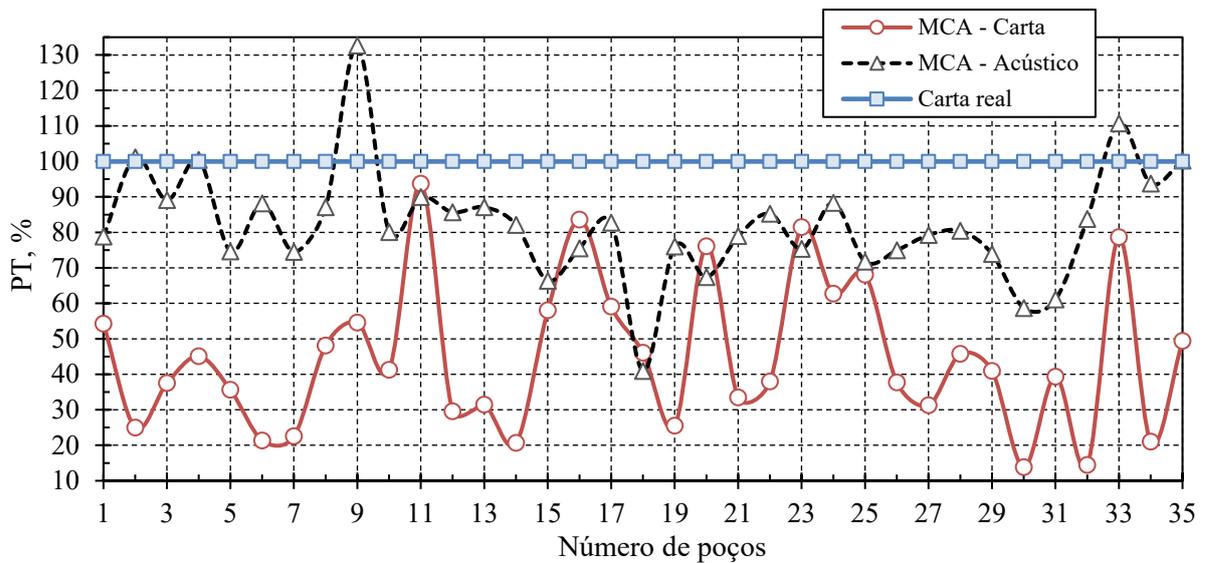


Figura 10. Erro do PT de cada poço utilizando a pressão de sucção calculada a partir do teste acústico (MCA – Acústico) e utilizando a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica (MCA – Carta) em relação ao valor real (“Carta real”)

Tabela 3. Erro relativo da diferença entre o PPRL e o MPRL de cada pressão de sucção utilizada no método do cálculo aproximado (MCA).

Caso	MCA com a pressão de sucção do teste acústico	MCA com a pressão de sucção da carta dinamométrica
	PPRL – MPRL, %	PPRL – MPRL, %
1	-7,08	-36,01
2	-17,00	-79,49
3	-16,32	-64,78
4	-1,37	-55,71
5	-27,13	-65,18
6	2,32	-75,23
7	-11,64	-73,25
8	-4,41	-47,21
9	-13,83	-64,53
10	-8,88	-53,02
11	0,35	4,52
12	-7,89	-68,19
13	-36,30	-77,01
14	-15,60	-78,75
15	-12,11	-23,14
16	-14,59	-5,44
17	-11,84	-37,04
18	-58,90	-53,76

Caso	MCA com a pressão de sucção do teste acústico	MCA com a pressão de sucção da carta dinamométrica
	PPRL – MPRL, %	PPRL – MPRL, %
19	-20,63	-73,38
20	-38,68	-30,79
21	-16,79	-64,68
22	-18,44	-63,66
23	-22,03	-15,67
24	2,17	-27,41
25	-23,29	-27,25
26	-26,18	-62,86
27	-19,56	-68,24
28	-13,10	-50,54
29	-20,60	-56,00
30	-36,54	-85,06
31	-39,54	-61,05
32	-15,53	-85,40
33	20,89	-14,12
34	-6,54	-79,06
35	7,42	-47,07

5.2 Aplicação do modelo dinâmico via SROD

A Figura 11 representa a comparação das cargas máxima (PPRL) e mínima (MPRL) resultante do modelo dinâmico (MD) simulado com o *software* SROD® com a CDS real para o mesmo caso em estudo destacado na seção anterior, o Caso 1. “MD-Acústico” é referente ao modelo dinâmico utilizando a pressão de sucção proveniente do teste acústico para a realização da simulação e “MD-Carta” é referente ao modelo dinâmico utilizando a pressão de sucção proveniente da carta dinamométrica. A “Carta real” é a

CDS que foi extraída do *software* TWM®.

Assim como na sessão anterior, os erros dos resultados obtidos com as metodologias mencionadas em relação aos valores medidos são exibidos nas Figuras 12, 13 e 14. A Tabela 4 fornece o erro da diferença entre o PPRL e o MPRL de cada modelo em relação à diferença do PPRL e do MPRL do caso real (TWM®), ou seja, o quanto a distância entre o PPRL e o MPRL de uma metodologia está variando em relação à distância do PPRL e do MPRL real.

Para o modelo dinâmico, os três parâmetros (PPRL, MPRL e PT) apresentaram menores erros quando utilizada a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica.

Da mesma forma que no método do cálculo aproximado, na Figura 12 a curva azul representa os valores de PPRL que foram igualados a 100% os quais representam os valores reais e são a base de comparação para os valores de PPRL resultantes das diferentes metodologias adotadas. Os pontos MD – Carta foram encontrados de acordo com a Eq. (12) e os pontos de MD – Acústico foram encontrados de acordo com a Eq. (13) para sabermos qual o erro relativo dos valores gerados pelas metodologias em análise em relação aos valores reais. As mesmas metodologia de cálculo foi utilizada para encontrar os valores de MPRL(%) e PT(%) na Figura 13 e na Figura 14 respectivamente. No Caso 1, por exemplo, observamos na Figura 12 que o valor de $PPRL_{MD-Carta}(\%)$ foi 105% e $PPRL_{MD-Acústico}(\%)$ foi 118%. Podemos confirmar também pela Figura 11 que o valor do $PPRL_{MD-Carta}$ foi o mais próximo do valor real, com um erro relativo menor.

Com a análise da Tabela 4 percebe-se que em 82,9% dos poços estudados, os resultados da diferença entre o PPRL e o MPRL utilizando a modelagem dinâmica via SROD® com a pressão de sucção proveniente da carta dinamométrica tiveram um erro relativo menor. Para o PT, 71,4% dos poços simulados pela modelagem dinâmica via SROD® com a pressão de sucção da carta dinamométrica geraram resultados com menores erros relativos, como observado na Figura 14. Já para o PPRL, 82,85% dos poços analisados gerados pela modelagem dinâmica via SROD® com a pressão de sucção da carta dinamométrica tiveram menores erros relativos, como observado na Figura 12. E para MPRL, 62,86% dos poços analisados gerados pela modelagem dinâmica via SROD® com a pressão de sucção da carta dinamométrica tiveram menores erros relativos, como observado na Figura 13.

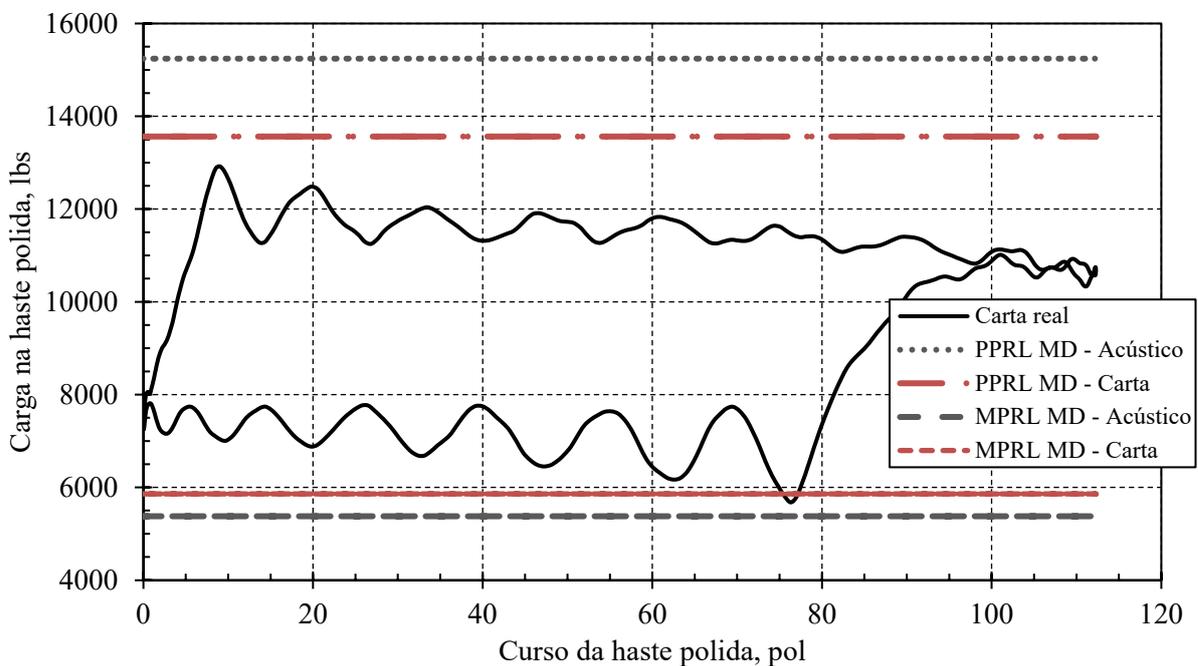


Figura 11. Comparação dos resultados do PPRL e MPRL do modelo dinâmico via SROD utilizando a pressão de sucção calculada a partir do teste acústico (MD – Acústico) e utilizando a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica (MD – Carta) com a carta dinamométrica real (Carta real) – Caso 1.

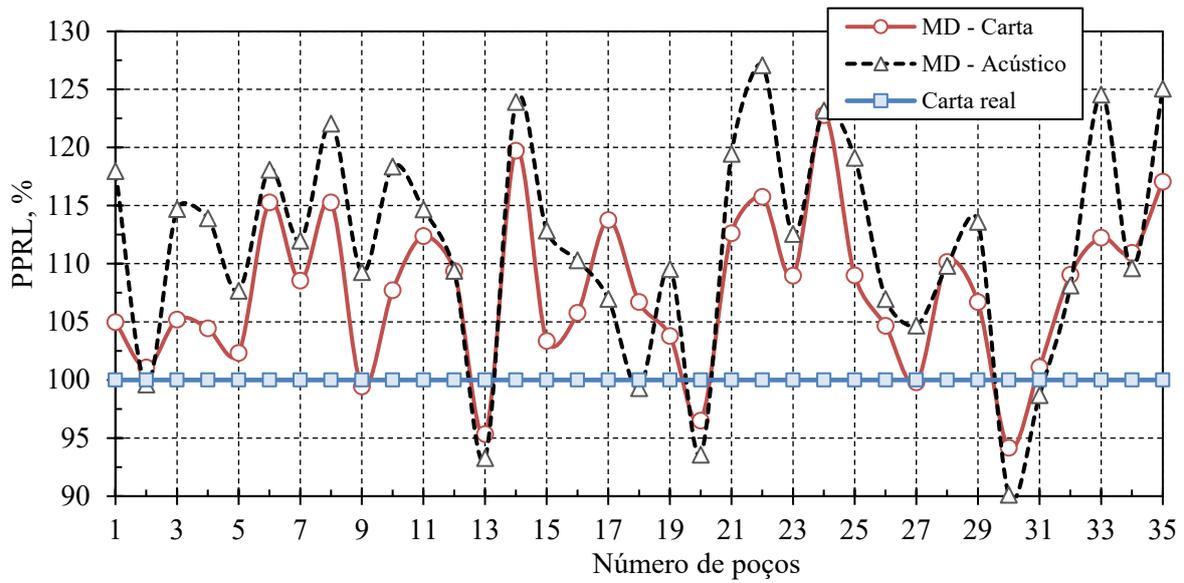


Figura 12. Desvio do PPRL de cada poço utilizando a pressão de sucção calculada a partir do teste acústico (MD – Acústico) e utilizando a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica (MD – Carta) em relação ao valor real (“Carta real”)

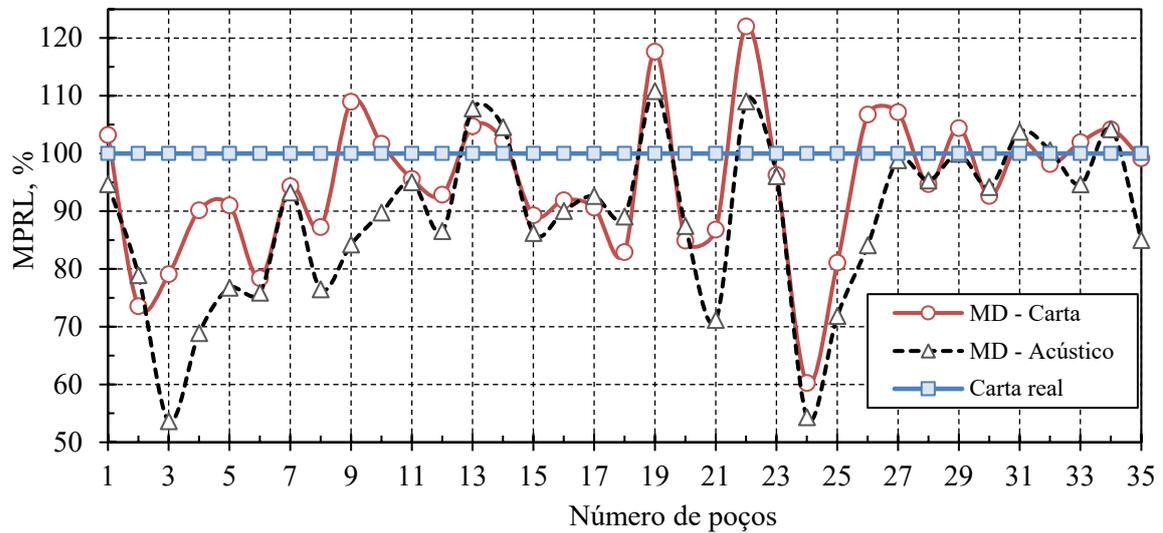


Figura 13. Desvio do MPRL de cada poço utilizando a pressão de sucção calculada a partir do teste acústico (MD – Acústico) e utilizando a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica (MD – Carta) em relação ao valor real (“Carta real”)

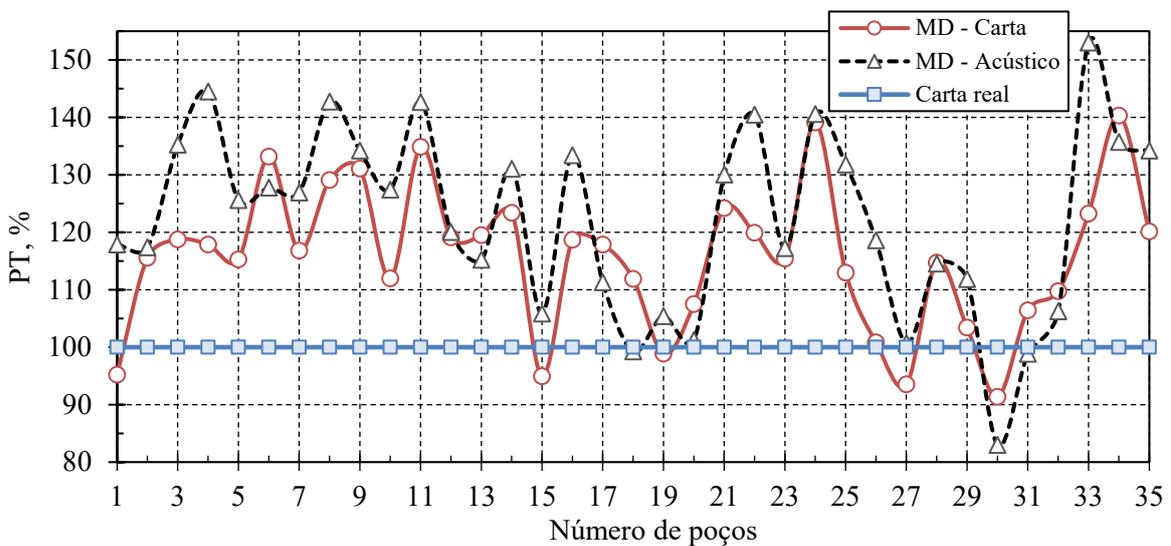


Figura 14. Desvio do PT de cada poço utilizando a pressão de sucção calculada a partir do teste acústico (MD – Acústico) e utilizando a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica (MD – Carta) em relação ao valor real (“Carta real”)

Tabela 4. Erro da diferença entre o PPRL e o MPRL de cada pressão de sucção utilizada no modelo dinâmico (MD) via SROD®.

Caso	MD com a pressão de sucção do teste acústico	MD com a pressão de sucção da carta dinamométrica	Caso	MD com a pressão de sucção do teste acústico	MD com a pressão de sucção da carta dinamométrica
	PPRL – MPRL, %	PPRL – MPRL, %		PPRL – MPRL, %	PPRL – MPRL, %
1	36,23	6,35	19	9,14	-0,54
2	14,19	20,47	20	-3,81	1,41
3	39,28	15,69	21	41,06	24,18
4	40,91	13,00	22	33,23	13,62
5	19,85	6,77	23	23,72	17,53
6	50,19	43,31	24	55,78	52,38
7	22,68	16,66	25	45,40	24,52
8	49,52	32,14	26	16,84	3,75
9	22,42	-5,55	27	6,87	-2,97
10	35,64	11,36	28	21,57	22,70
11	37,62	31,96	29	21,13	7,96
12	21,62	18,19	30	-12,44	-4,88
13	-12,53	-8,40	31	-3,91	0,63
14	32,73	27,69	32	11,96	14,54
15	32,15	13,53	33	59,14	24,11
16	31,89	20,55	34	13,83	16,20
17	15,84	28,05	35	59,81	32,58
18	3,66	16,85			

6. Conclusões

Neste trabalho foram utilizados os métodos do cálculo aproximado e de Gibbs para determinar os parâmetros operacionais PPRL, MPRL, PT do sistema de bombeio mecânico com hastes. Foram utilizados dados de produção de 35 poços terrestres localizados no norte do Espírito Santo, sendo poços verticais, rasos produzindo óleo de baixo grau API. Os cálculos foram realizados utilizando duas formas de obtenção da pressão de sucção da bomba de fundo, uma baseada no teste acústico e outra obtida a partir da carta dinamométrica de fundo. Os seguintes destaques são efetuados:

- Com o método do cálculo aproximado a pressão de sucção proveniente do teste acústico gerou uma CDS mais próxima da real, com valores de PPRL, MPRL e PT também mais próximos dos valores fornecidos pelo TWM® (para o maior número de poços);
- Para o modelo dinâmico, a pressão de sucção proveniente da análise da carta dinamométrica foi a que apresentou melhor desempenho com uma CDS mais próxima da real, com valores de PPRL, MPRL e PT mais próximos dos valores do TWM®;
- Na modelagem dinâmica, apesar do teste acústico fornecer um resultado mais preciso, a pressão de sucção calculada a partir da carta dinamométrica retrata melhor o cenário em estudo ao compensar efeitos internos do sistema, gerando assim uma CDS mais parecida com a CDS real e valores de PPRL, MPRL e PT mais próximos dos valores reais;
- Conclui-se então, que a pressão de sucção mais adequada a ser utilizada é dependente do modelo matemático aplicado para determinação dos parâmetros operacionais. Para os poços estudados nesta pesquisa, ao utilizar o método do cálculo aproximado a pressão de sucção proveniente do teste acústico mostrou ser a mais adequada. No caso da modelagem dinâmica via SROD®, a pressão de sucção proveniente da carta dinamométrica gerou resultados mais próximos dos reais, sendo a mais

adequada a ser utilizada para esta metodologia;

- e) Com o presente trabalho e para os cenários considerados, foi possível definir qual a pressão de sucção mais adequada a ser utilizada para o método do cálculo aproximado e para a modelagem dinâmica via SROD®.

Agradecimentos

Os autores agradecem aos Engenheiros Jerônimo de Moura Júnior e Roberto Mannato Valentim Junior/Petrobras pelo apoio e contribuição técnica ao longo desta pesquisa. Agradecemos também à Petrobras pela disponibilização dos *softwares* para efetuar as simulações assim como pelos dados fornecidos.

Referências Bibliográficas

- Almeida, P (2012) *Previsão do comportamento de sistemas de bombeio mecânico*. Projeto de Graduação, Universidade Federal do Espírito Santo, São Mateus, ES, Brasil.
- Almeida, P e Romero, OJ (2013) ‘Simulação numérica da deformação da coluna de hastes de um sistema de bombeio mecânico’, *Petro & Química*, v. 353, pp. 32-37.
- API (1988) *Recommended practice for design calculations for sucker rod pumping systems*, 4th ed. American Petroleum Institute - API RP 11L.
- Barros Filho, J (2002) *Ajuste Automático e Otimização do Tempo de Espera (Idle Time) em Bombeio Mecânico de Petróleo*. Dissertação de Mestrado, UFRN, Natal, Brasil.
- Corrêa, JF (1995) *Sistema Inteligente para Aplicações de Soluções ao Bombeamento Mecânico de petróleo*. Dissertação de Mestrado – Unicamp, Campinas, Brasil.
- Costa, RO (1995) *Bombeio Mecânico Alternativo em Poços Direcionais*. Dissertação de Mestrado, UNICAMP, Campinas.
- Echometer Co (1998) Software TWM. Wichita Falls, TX, Estados Unidos. <<http://www.echometer.com>>.
- Gibbs, SG (1963) ‘Predicting the behavior of sucker rod pumping systems’, Paper Number: SPE-588-PA, *Journal of Petroleum Technology*, v. 15, n. 7, pp. 769–778. <<https://doi.org/10.2118/588-PA>>.
- Gibbs, SG (1977) ‘A General Method for Predicting Rod Pumping System Performance’, *SPE Annual Fall Technical Conference and Exhibition*, SPE 6850, Denver.
- Lea, JF (1990) ‘Modeling Forces on a Beam Pump System During Pumping Highly Viscous Crude’, *SPE Prod Eng*, v. 6, n. 4, pp. 420–426. <<https://doi.org/10.2118/20672-PA>>.
- Lea, JF, Pattillo, PD, Studenmud, WR (1995) ‘Interpretation of Calculated Forces on Sucker Rods’, *SPE Production & Facilities*, v. 10, n. 1, pp. 41-45. <<https://doi.org/10.2118/25416-PA>>.
- Mills, KN (1939) *Factors Influencing Well Loads Combined in a New Formula*. *Petroleum Engineering* (April).
- Nascimento, JMA (2005) *Simulador Computacional para Poços de Petróleo com Método de Elevação Artificial por Bombeio Mecânico*. Dissertação de Mestrado – UFRN, Natal.
- Nico Filho, GH, Silva, GHD, Segantine, EJ, Ribeiro, DC e Romero, OJ (2019) ‘A New Methodology to Analyze Fluid Pound in Sucker-Rod Pump Systems: Phenomenological Approach’, *International Journal of Advanced Engineering Research and Science*, v. 6, pp. 738-747. <<https://doi.org/10.22161/ijaers.6.6.86>>
- Pons, V (2014) ‘Optimal Stress Calculations for Sucker Rod Pumping Systems’, *SPE Artificial Lift Conference & Exhibition-North America*, Houston, Texas, USA, 6–8 October.
- Quintaes, F, Ortiz, A, Maitelli, A, Fontes, F, Karbage, E e Costa, R (2009) ‘Automação dos Procedimentos de Mudança de Curso e Balanceamento em Unidades de Bombeio Mecânico’, 5º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás, Fortaleza, CE.

- Romero, OJ e Almeida, P (2014) ‘Numerical simulation of the sucker-rod pumping system’, *Ingeniería e Investigación*, v. 34, n. 3, pp. 4-11. <<http://doi.org/10.15446/ing.investig.v34n3.40835>>.
- Rowlan, OL, McCoy, JN and Podio, AL (2011) ‘Pump intake pressure determined from fluid levels, dynamometers, and valve-test measurements’, *Journal of Canadian Petroleum Technology*, v. 50, n. 4, pp. 59–66. <<https://doi.org/10.2118/142862-PA>>.
- Schnitman, L, Albuquerque, GS, Corrêa, JF, Lepikson, H and Bitencourt, ACP (2003) ‘Modeling and implementation of a system for sucker rod downhole dynamometer card pattern recognition’, *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, Denver, Colorado, USA.
- Takács, JW (2003) *Sucker-rod Pumping Manual*. PennWellBooks.
- Thomas, JE (2004) *Fundamentos de Engenharia de Petróleo*, 2ª Ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência.
- Waggoner, JR and Mansure, AJ (2000) ‘Development of the Downhole Dynamometer Database’, *SPE Prod & Fac*, v. 15, n. 1, pp. 3–5. <<https://doi.org/10.2118/60768-PA>>.
- Xu, J, Nolen, K, Shipp, D, Cordova, A and Gibbs, S (2010) *Rod Pumping Deviated Wells*. Lufkin Automation. <http://alrdc.org/workshops/2005_Fall2005BeamPump/presentations/Paper%20-%20Lufkin%20---%20Rod%20Pumping%20Deviated%20Wells.pdf>.