

9º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



9º CONGRESSO
Brasileiro de **P&D** em
PETRÓLEO E GÁS

Maceió, AL
de 09 a 11 de novembro
2017

Realização:



ABPG
ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE P&D EM
PETRÓLEO E GÁS



TÍTULO DO TRABALHO:

ESTUDO DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM UM POÇO DE PETRÓLEO PARA AVALIAR A CAPACIDADE DE ELEVAÇÃO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA SUBMERSA EM DIVERSOS PONTOS DE OPERAÇÃO

AUTORES:

BORGES, A. M. C.¹; SANTOS, O. G.²; SCHNITMAN, L.³; REGES, G. D. J.³

INSTITUIÇÃO:

Bolsista CAPES, alexandre.magno1411@gmail.com, ¹Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, ²PETROBRAS, ³Centro de Capacitação Tecnológica em Automação Industrial, Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia

Este Trabalho foi preparado para apresentação no 9º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás - 9º PDPETRO, realizado pela Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás - ABPG, no período de 09 a 11 de novembro de 2017, em Maceió/AL. Esse Trabalho foi selecionado pelo Comitê Científico do evento para apresentação, seguindo as informações contidas no documento submetido pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pela ABPG. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões da Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás. O(s) autor(es) tem conhecimento e aprovação de que este Trabalho seja publicado nos Anais do 9º PDPETRO.

ESTUDO DO ESCOAMENTO MONOFÁSICO EM UM POÇO DE PETRÓLEO PARA AVALIAR A CAPACIDADE DE ELEVAÇÃO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA SUBMERSA EM DIVERSOS PONTOS DE OPERAÇÃO

Abstract

The Electric Submersible Pumps (ESP) are used to transport fluids through the conversion of rotational kinetic energy to hydrodynamic fluid energy, as a common use, there are some examples, such as sewage plants, water suction, pumping in petrochemicals and artificial elevation of oil, this latest application will be the focus of the study. This work presents procedures to model the single - phase flow of a incompressible Newtonian fluid (oil - 6 cP), in a 32 - meter well, installed with a centrifugal pump of 70 (seventy) stages, located at the Federal University of Bahia - Escola Politécnica . It is worth mentioning that to control the production flow a set of valves is used at the top, which allows the simulation of wells with higher depths. The study of the flow is necessary because it allows to evaluate how much of increment of energy the pump delivers for elevation of the fluid, nevertheless, to identify this increase of energy it is essential the accomplishment of calculations to measure the pressure gradient in the section of the flow, with the purpose of estimating the discharge pressure at the pump through the pressure that arrives at the wellhead. The performance of the pump at multiple frequencies (40, 45, 50, 55 and 60 Hz) was observed, for each frequency, seven operational points were analyzed and their performance under these conditions. It was identified that for a desired production flow around 60 m³/d, the pump has a lifting height of 653 meters in 60Hz, 540 meters in 55Hz, 433 meters in 50Hz, 328 meters in 45Hz, 204 meters in 40Hz. A study such as this enables to decide on the technical feasibility of the BCS project.

Introdução

O Bombeio Centrífugo Submerso (BCS) é um método de elevação artificial de petróleo, que consiste na transmissão de energia ao fluido por meio de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios, formada por um conjunto impelidor/difusor, instalada no interior de um poço de petróleo. Essa bomba é acionada através de um motor elétrico de subsuperfície, cuja alimentação ocorre através de cabos ligados a uma rede elétrica na superfície. Esse método é geralmente, utilizado em poços de alta produtividade em função da capacidade de operar com grandes vazões de líquidos, tanto em ambientes *onshore* (em terra) como em ambiente *offshore* (em mar). Por se tratar de um sistema com parâmetros elétricos, são necessárias fontes de energia de alta confiabilidade para sustentar o bom funcionamento dos equipamentos. O sistema não é recomendado para poços que produzam com alta razão gás-líquido (RGL), porque a presença de gás pode ocasionar a cavitação da bomba e o bloqueio da passagem de líquido.

Nesse contexto, os objetivos do trabalho são: apresentar uma metodologia para calcular o gradiente de pressão na seção do escoamento, que ocorre em um poço de petróleo e identificar a capacidade total de elevação da bomba centrífuga (70 estágios), em diversas condições produtivas, operando com um óleo de 6 cP. Além disso, foi determinado, o melhor ponto de operação para a bomba elevar 540 metros com uma vazão volumétrica de 60 m³/d.

Metodologia

Escoamento monofásico em regime permanente

Para que os fluidos alcancem a superfície, é preciso que eles estejam suficientemente energizados para vencer o peso da coluna hidrostática de fluido e a perda de energia por fricção, que ocorre através de um poço de petróleo. Nesse sentido, para entender como se comporta o escoamento em um poço, é necessário aplicar as teorias da Conservação da Massa e do Momento Linear.

Conservação da Massa

O escoamento monofásico em um poço de petróleo pode, segundo Fox, Pritchard e McDonald (2010), ser deduzido por meio da teoria da Conservação da Massa. A vazão mássica pode ser definida através da Equação (1):

$$\dot{m} = (\rho Av) \quad (1)$$

Pode-se determinar um volume de controle no trecho do escoamento, conforme observado na figura 1, e aplicar o conceito da equação (1), para obter a Equação (2):

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial t} A \delta x\right)_{v.c} = (\rho Av)_x - (\rho Av)_{x+\delta x} \quad (2)$$

Onde, $\dot{m}$ é a vazão mássica em kg/s, ρ é a massa específica do fluido em Kg/m³, δx é um elemento infinitesimal do comprimento da tubulação em m, A é a área da seção transversal em m², v é a velocidade do fluido em m/s, t é o tempo em s.

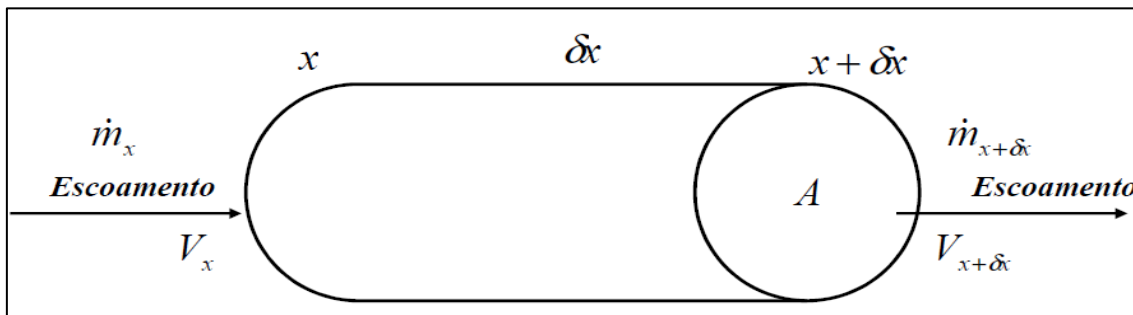


Figura 1. Escoamento unidimensional (Fonte: adaptado de Fox, Pritchard e McDonald, 2010)

Os índices x e $x + \delta x$ na figura 1, representam a entrada e a saída da tubulação no volume de controle, respectivamente. Sabe-se que a área da tubulação é constante, portanto a equação (2), resulta-se na Equação (3):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{(\rho v)_x - (\rho v)_{x+\delta}}{\delta x} \quad (3)$$

Nota-se que quando a variação de x tende a zero, obtém-se a Equação (4):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

O óleo é um fluido incompressível, sendo assim, a massa específica sofre uma pequena variação quando submetido a uma grande diferença de pressão. Já a corrente fluida do escoamento, é analisada até identificar-se uma estabilização da vazão e da pressão. Portanto, com o regime permanente, a equação (4) pode ser simplificada e escrita como:

$$\frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

Conservação do Momento Linear

A teoria da Conservação do Momento Linear está relacionada com as leis de Newton. Assim, para deduzir a forma diferencial dessa teoria é aplicado o conceito da 2ª lei. Sabe-se que a massa é um parâmetro invariável e a velocidade é função do espaço e do tempo, $v = f(x, t)$. Com isso, a força é definida, partindo da Equação (6):

$$\Sigma \vec{F} = \frac{d(\delta m \vec{v})}{dt} = \delta m \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad (6)$$

A massa pode ser relacionada com a massa específica e com a área da seção transversal, através da Equação (7).

$$\delta m = \rho A dx \quad (7)$$

Após substituir (7) em (6), tem-se (Equação (8)):

$$\Sigma \vec{F} = \rho A dx \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad (8)$$

A força (F) também pode ser representada em função da pressão (P) e da área (A), cuja relação é descrita pela Equação (9):

$$F = PA \quad (9)$$

A figura 2 mostra o somatório das forças aplicadas em um escoamento ascendente que ocorre no poço de petróleo.

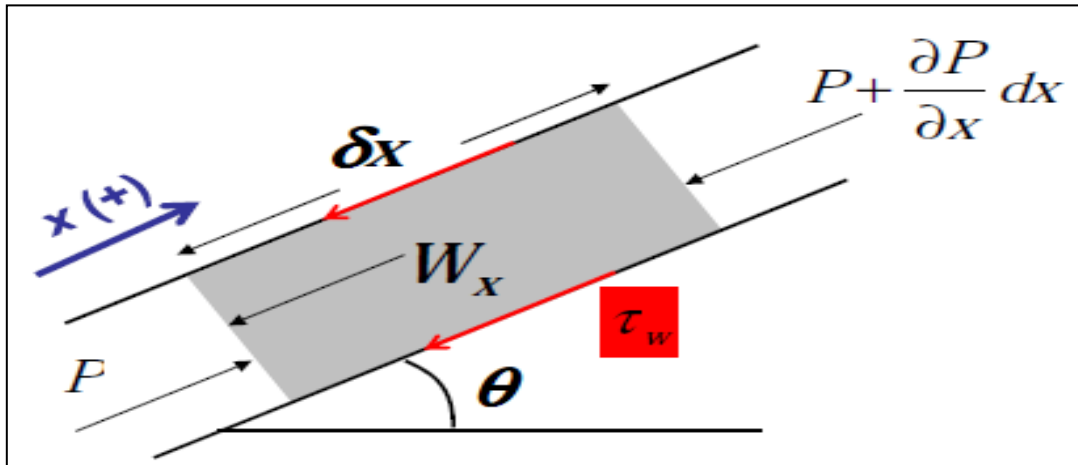


Figura 2. Forças aplicadas no escoamento ascendente unidimensional (Fonte: adaptado de Fox, Pritchard e McDonald, 2010)

Considerando o fluxo ascendente numa tubulação cilíndrica, têm-se a Equação (10):

$$\Sigma F = \rho A dx \left(v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) = PA - \left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx \right) A - W_x - \tau_w \pi D dx \quad (10)$$

A equação (10) representa a resultante das forças presentes no escoamento. O primeiro termo da equação, após a segunda igualdade, representa a força aplicada à montante do escoamento. O

segundo termo representa a diferença de pressão entre montante e jusante. O terceiro termo indica a força hidrostática (W_x) que está relacionada com o peso da coluna de fluido. Já o quarto termo representa as forças friccionais ocasionadas pelo atrito nas paredes da tubulação.

A força hidrostática pode ser determinada através da Equação (11):

$$W_x = \rho g \sin \theta A dx \quad (11)$$

Onde, θ é o ângulo do escoamento em relação ao plano horizontal, que no caso em estudo é de 90° , τ_w é a tensão de cisalhamento em Pa, g é a aceleração da gravidade em m/s^2 , D é o diâmetro da tubulação em m.

Nota-se que a equação (10) foi deduzida em função das forças incidentes sobre o escoamento, a mesma pode ser dividida pela área da seção transversal. Com a expressão em termos de pressão, pode-se separar os elementos diferenciáveis dos elementos algébricos (Equação (12)):

$$\rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho g \sin \theta - \tau_w \pi \frac{D}{A} \quad (12)$$

Como visto, o ultimo termo da equação (12), representa a fricção que está relacionada com o coeficiente de atrito superficial, definido, segundo Fox, Pritchard e McDonald (2010), pela Equação (13):

$$C_f = \frac{\tau_w}{0,5 \rho v^2} \quad (13)$$

Após explicitar a tensão de cisalhamento na equação (13) e inserir na equação (12), obtém-se a Equação (14):

$$\rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho g \sin \theta - \frac{0,5 C_f \rho v^2}{D} \quad (14)$$

Com o regime de fluxo permanente, o segundo termo da equação (14), antes da igualdade, pode ser desprezado. Nota-se que os termos após a igualdade estão relacionados, respectivamente, pelo diferencial de pressão proveniente da hidrostática e da fricção. Já o primeiro termo antes da igualdade representa o termo da aceleração.

Por conseguinte, ao substituir a equação (5) em (14), a parcela da aceleração pode ser desprezada. Assim, a expressão representativa do gradiente de pressão na seção do escoamento, pode ser simplificada e escrita como (Equação (15)):

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho g \sin \theta - \frac{0,5 C_f \rho v^2}{D} \quad (15)$$

Análise do perfil do escoamento e cálculo do *head*

Os parâmetros da equação (15) podem ser facilmente identificados, exceto o fator de fricção (C_f) que necessita de uma atenção mais acurada. Para encontrar o fator de fricção é necessário avaliar os perfis do escoamento, que são representados pelo estudo do número de Reynolds. A relação que descreve esse estudo é definida pela Equação (16):

$$R_e = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (16)$$

Onde, Re é o adimensional número de Reynolds, v é a velocidade do fluido na tubulação em m/s, ρ é a massa específica do fluido em kg/m³, D é o diâmetro da tubulação em m, μ é a viscosidade dinâmica do fluido em Pa.s.

Padronizou-se que para números de Reynolds inferiores a 2000 definiu-se o regime como laminar, para valores entre 2000 e 2500 definiu-se o regime como transitório, para valores superiores a 2500 definiu-se o regime como turbulento.

Darcy Weisbach (1845) estabeleceu uma expressão que identifica a perdas de carga existente em uma tubulação, descrita pela Equação (17):

$$h_f = \frac{c_f L v^2}{D 2g} \quad (17)$$

Onde, L é o comprimento da tubulação em m, g é a gravidade em m/s². Segundo Bird, Stewart e Lightfoot (2002), a perda de carga no escoamento em regime permanente e laminar, pode ser determinada através da Equação (18):

$$h_f = \frac{128 \mu L v A}{\pi D^4 \rho g} = 32 \frac{L \mu v}{\rho g D^2} \quad (18)$$

Os autores se referem a equação de Hagen-Poiseuille modificada (1839), que representa um fluxo incompressível de baixa viscosidade através de um tubo de seção transversal circular. Dessa forma, após substituir a equação (17) em (18), tem-se (Equação (19)):

$$32 \frac{L \mu v}{\rho g D^2} = \frac{c_f L v^2}{2Dg} \quad (19)$$

Ao evidenciar o termo do coeficiente de atrito na equação (19), percebe-se que a mesma, está relacionada com o inverso do número de Reynolds. Logo, a definição do fator de atrito para um perfil de escoamento laminar, pode ser simplificada e expressa através da Equação (20):

$$c_f = \frac{64 \mu}{v D \rho} = \frac{64}{Re} \quad (20)$$

Para avaliar o perfil turbulento existem diversas correlações empíricas que representam o escoamento. Uma relação que pode ser utilizada para tubos liso e número de Reynolds acima de 2500, é a expressão explícita de Blasius (1984), descrita pela Equação (21):

$$C_f = 0,3164 Re^{-0,25} \quad (21)$$

Portanto, para calcular o fator de atrito quando o escoamento é laminar, utiliza-se a equação (20), quando o perfil é turbulento, utiliza-se a equação (21). Com a definição do fator do atrito (C_f), pode-se então resolver a equação (15) e determinar o gradiente de pressão na seção do escoamento. Após isso, pode-se estimar a pressão de descarga na bomba utilizando como referência a pressão medida na cabeça do poço, através da Equação (22):

$$P_{des} = P_{cab} + \frac{\partial p}{\partial x} h \quad (22)$$

Onde, P_{des} é a pressão de descarga em Pa ou Psi, P_{cab} é a pressão na cabeça do poço em Pa ou psi e h é a distância entre a cabeça do poço e a descarga da bomba. Com isso, calcula-se o *head*.

Todavia, segundo as normas API 11S2 (2008) quando a bomba centrífuga possuir mais que 10 (dez) estágios, a pressão de sucção pode ser desconsiderada para cálculo do *head* total, assim, a expressão que avalia a capacidade de elevação da bomba pode ser determinada, através da Equação (23):

$$Head\ total = \frac{P_{des}}{\rho g} * n^{\circ}\ de\ estágios \quad (23)$$

Operação do sistema BCS

O Laboratório de Elevação Artificial (LEA) da Universidade Federal da Bahia (UFBA) – Escola Politécnica, possui um poço artificial de 32 metros, que contém uma bomba centrífuga submersa de 70 estágios. O sistema possui, no topo do processo de elevação, um conjunto de válvulas reguladoras de fluxo que permite o controle da vazão volumétrica e da pressão na cabeça. Esse controle possibilita a avaliação de diversas condições produtivas e a simulação de poços com profundidades mais elevadas.

A operação realizada para obtenção dos diversos pontos de vazão x *head* total, foi baseada em alguns procedimentos seguidos por Amaral (2007):

- 1- No “menu bomba BCS” fixou-se uma velocidade de rotação. Iniciou-se em frequências mais baixas (40 Hertz) para aquecer o sistema.
- 2- Com a manipulação das válvulas de topo e utilizando como referência o medidor de pressão na cabeça do poço, buscou-se diversas condições produtivas.
- 3- Para cada ponto de operação esperou-se um tempo de 3 a 5 minutos para a estabilização do escoamento.
- 4- Repetiu-se o procedimento para 7 (sete) pontos de vazão, nas frequências nominais de: 40, 45, 50, 55, 60 Hz.

Ressalta-se que a alimentação do poço foi feita por gravidade (32 metros de queda de fluido) e de forma contínua, garantindo-se sempre, o poço cheio e a bomba centrífuga totalmente submersa ao fluido. A planta BCS ainda consta com um compressor de ar comprimido (parte inferior direita da figura 3), que só foi utilizado nos ensaios, quando a alimentação do poço por gravidade, não era suficiente para energizar o fluido até o nível de total submergência da bomba. Mantido a operação nessas condições, garantiu-se a mínima variação do nível no espaço anular, evitou-se a entrada de ar na bomba e minimizou-se a variação de pressão na sucção.

A figura 3 mostra o sistema de supervisão do Bombeio Centrifugo Submerso.

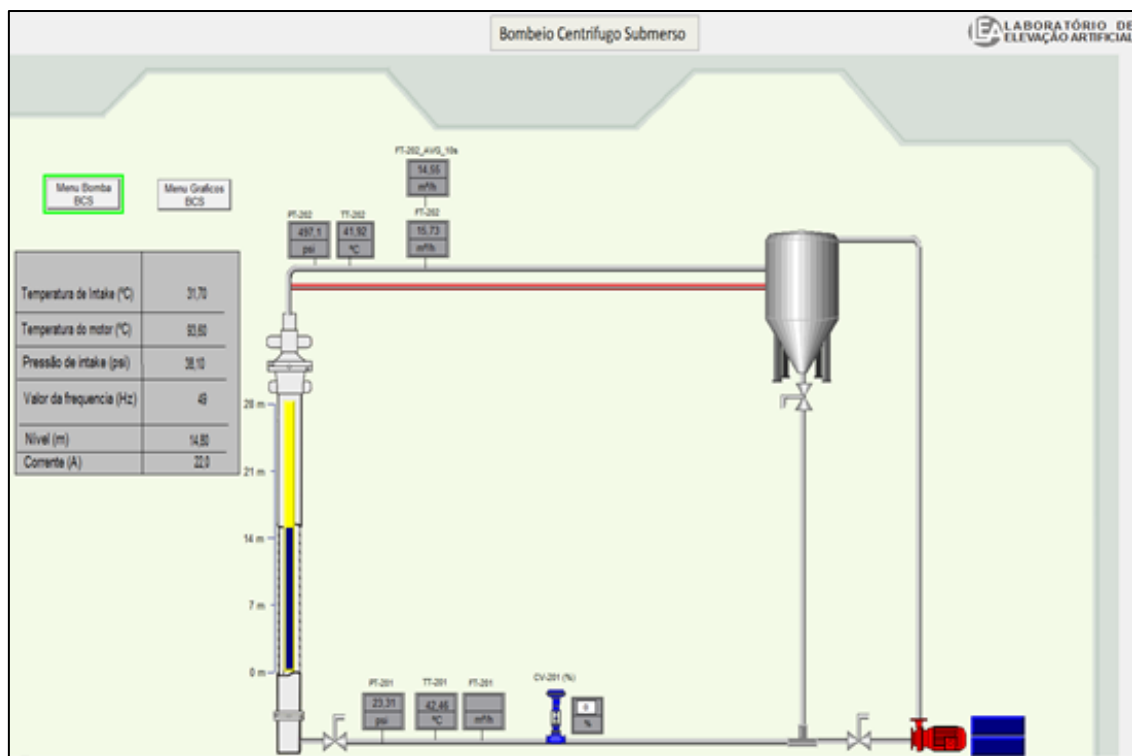


Figura 3. Sistema de supervisão do BCS (Fonte: Factory Talk View, 2014)

A partir da figura 3, foram supervisionados: temperatura de operação do motor em °C, temperatura de intake (entrada da bomba) em °C, temperatura na cabeça do poço e próximo ao intervalo canhoneado em °C, volume do tanque em m³, pressão no fundo e na cabeça do poço em psi, pressão de intake em psi, valor da frequência nominal em Hertz, nível no espaço anular em m, corrente de saída do inversor em amperes e a vazão volumétrica de produção de líquido em m³/h. Salienta-se que o sistema possui um conjunto de acelerômetros instalados na parte interna da tubulação que permitem identificar a frequência calculada de operação da bomba centrífuga, em Hertz.

Resultados e Discussão

As propriedades do fluido viscoso foram medidas através do viscosímetro digital SVM 3000, da Anton Paar, que forneceram massa específica (ρ) de 832,7 kg/m³ e viscosidade (μ) de 6 cP (0,006 Pa.s), em função da temperatura de operação de 50°C. Foram medidas, as distâncias entre o ponto de entrada da bomba e fundo do poço (7,83 m), o ponto entre a descarga da bomba e cabeça do poço (21 m) e o diâmetro interno da coluna de produção (0,0531 m). Vale ressaltar que a vazão volumétrica foi mensurada através do tempo de enchimento do tanque, já que o medidor de vazão utilizado, durante o processo, apresentou valores incoerentes.

De posse dessas informações, calculou-se a capacidade total de elevação da bomba centrífuga (70 estágios), a partir da Equação (23).

A figura 4 mostra o perfil das curvas de desempenho da bomba, operando com 70 estágios, em múltiplas frequências.

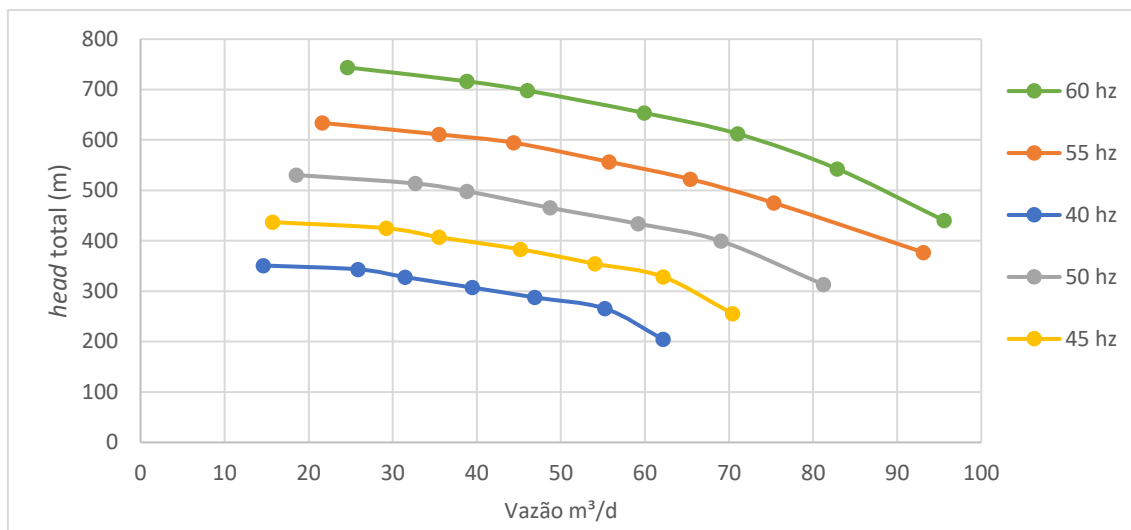


Figura 4. Curvas de desempenho da bomba (Vazão x *head* total) – óleo 6 cP

A partir da figura 4, pode-se observar que em maiores vazões volumétricas, o *head* total da bomba diminui. Além disso, analisou-se que em frequências mais baixas, a degradação do desempenho da bomba em altura de elevação se acentua com uma relativa proporcionalidade.

Já a tabela 1, mostra resultados da capacidade de elevação total da bomba, operando em múltiplas frequências, com uma vazão previamente estabelecida.

Tabela 1. Desempenho da bomba (70 estágios) operando com uma vazão de 60 m³/d

Frequência (Hertz)	Vazão de operação (m³/d)	Head total (m)	Head por estágio (m)
60	59,90	653,65	9,33
55	60,42	540,68	7,71
50	59,19	433,74	6,18
45	62,15	328,49	4,68
40	62,15	204,50	2,91

Conforme observado na tabela 1, com a bomba operando em 60 Hz, foi entregue uma capacidade de 653 metros de altura de elevação, 540 metros em 55 Hz, 433 metros em 50 Hz, 328 metros em 45 Hz e 204 metros em 40 Hz. A partir dessa análise, foi solicitado à bomba, uma produção com vazão de 60 m³/d e *head* total de 540 metros.

Nessas condições, observou-se a possibilidade de operar a 55 Hz, mantendo os 70 estágios, ou operar a 60 Hz, diminuindo o conjunto BCS para 58 estágios. Todavia, foi constatado que em 60 Hz, o motor elétrico de alimentação da bomba, alcançava o seu limite de temperatura operacional (140°C), e a intensidade de corrente elétrica do sistema chegava ao limite de 24 amperes. Por questões de segurança, o sistema foi configurado respeitando estes parâmetros operacionais, e por isso, quando estas marcas eram atingidas, a operação se interrompia. Já com o sistema em 55 Hz, constatou-se uma maior estabilidade, visto que, o processo foi realizado em condições abaixo dos limites operacionais.

Conclusões

O presente trabalho apresentou um estudo do escoamento monofásico, em um poço de petróleo, para avaliar a capacidade de elevação de uma bomba centrífuga submersa, em diversos pontos de operação. Verificou-se que com o cálculo do gradiente de pressão na seção do escoamento é possível estimar a pressão de descarga, utilizando como referência, a pressão medida na cabeça do poço e a profundidade de assentamento da bomba. Sendo assim, a partir da análise dos resultados, pode-se inferir que quando a produção ocorre em maiores vazões volumétricas, a bomba entrega uma menor capacidade de elevação total. Essa perda de capacidade é ainda mais acentuada em menores frequências. Ademais, deve-se ressaltar que a partir de uma vazão volumétrica previamente estabelecida, decide-se o melhor ponto de operação, levando em consideração, a quantidade de estágios, a altura que se deseja elevar o fluido, a frequência de rotação e os limites operacionais do conjunto BCS.

Agradecimentos

Os autores agradecem ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal da Bahia e a CAPES, pelo apoio à participação no 9º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás.

Referências Bibliográficas

Recommended Practice for Electric Submersible Pump Testing., API RP 11S2., American Petroleum Institute, 2008.

FOX, R.W.; PRITCHARD, P. J.; MC DONALD, A.T. Introdução à Mecânica dos Fluidos. 7ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E. e LIGHTFOOT, E. N. Transport Phenomena. 2ª ed. New York: John Wiley & Sons, 2002.

AMARAL, G. D. L. Modelagem do Escoamento Monofásico em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos. 2007. 260 f. Trabalho de conclusão de curso (dissertação) – Curso de Ciências e Engenharia de Petróleo, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 2007.

SUTERA, S. P. e SKALAK, R., The History of Poiseuille's law. Annual Review of Fluid Mechanics. Vol. 25, no. 1, pp. 1–19, 1993.