



НОВАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРЕОБРАЗУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКА СТАНКА КАЧАЛКИ

М. Я. Хабибуллин*¹, Р. Н. Бахтизин², Г. Г. Гиляев³

¹Институт нефти и газа, Уфимский государственный нефтяной технический университет, Октябрьск, Россия;

²Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия;

³Институт нефти, газа и энергетики, Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия

A new method of designing a converting mechanism of a hinged four-link of a pumping machine

M. Ya. Khabibullin*¹, R. N. Bakhtizin², G. G. Gilaev³

¹Institute of Oil and Gas, Ufa State Oil Technical University, Oktyabrsky, Russia;

²Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia;

³Institute of Oil, Gas and Energy, Kuban State Technological University, Krasnodar, Russian

ABSTRACT

The transforming mechanism of pumping units is a four-link articulated mechanism, made according to symmetrical and asymmetric kinematic schemes. With a symmetrical scheme, the center of rotation of the crank is on a straight line passing through the points corresponding to the extreme positions of the connecting rod and balancer articulation. All other cases correspond to the asymmetric scheme. Currently, in accordance with the existing methodology for designing a converting mechanism of a symmetrical circuit, the kinematic ratios r/k and r/l are used as initial data - the ratio of the crank radius to the length, respectively, of the rear arm of the balance bar and connecting rod. It is considered more preferable and practical to design a mechanism according to predetermined output parameters. As a result, we find that the overall dimensions of the converting mechanism of domestic pumping units of a symmetrical scheme (length by 45...60%, and height - 25...30%) are less than those of foreign pumping units of an asymmetric scheme. The developed technique allows to compare the technical and operational indicators of pumping units made according to various kinematic schemes.

KEYWORDS

Connecting rod;
Balancer;
Crank;
Traverse;
Radius;
Mechanism.

© 2022 «OilGasScientificResearchProject» Institute. All rights reserved.

Введение

Преобразующий механизм станков-качалок представляет собой шарнирный четырехзвенный механизм, выполненный по симметричной и несимметричной кинематическим схемам (рис. 1) [1-4].

При симметричной схеме центр вращения кривошипа находится на прямой, проходящей через точки, соответствующие крайним положениям сочленения шатуна и балансира. Все остальные случаи соответствуют несимметричной схеме.

В настоящее время, в соответствии с имеющейся методикой проектирования преобразующего механизма симметричной схемы в качестве исходных данных используют кинематические соотношения r/k и r/l - отношения радиуса кривошипа к длине соответственно заднего плеча балансира и шатуна [5-11]. При проектировании механизма несимметричной схемы, кроме перечисленных выше параметров, задают еще угол дезаксиала - угол,

образуемый положениями шатуна, соответствующими началу и концу ходов вверх головки балансира.

Формирование проблемы

Более предпочтительной и практичной считается методика, позволяющая проектировать механизм по заранее заданным выходным параметрам. При этом рекомендуется использовать параметры, непосредственно определяющие как тип кинематической схемы преобразующего механизма, так и его габаритные размеры: угол размаха балансира δ_0 и угол дезаксиала θ [12-16]. На рисунке 2 представлен преобразующий механизм станка-качалки. Через точки B_1 и B_2 проведена окружность с центром в точке O_1 произвольным радиусом R . Любая точка этой окружности может рассматриваться как точка вращения кривошипа станка-качалки. Соединяя точку C прямыми с точками B_1 и B_2 , получаем $B_1C = l + r$ и $B_2C = l - r$, а угол между этими прямыми ($\angle B_1CB_2 = \theta$) является углом дезаксиала станка-качалки.

Таким образом, соединяя любую точку окружности радиусом R с точками B_1 и B_2 , можно получить преоб-

*E-mail: m-hab@mail.ru

<http://dx.doi.org/10.5510/OGP20220200681>

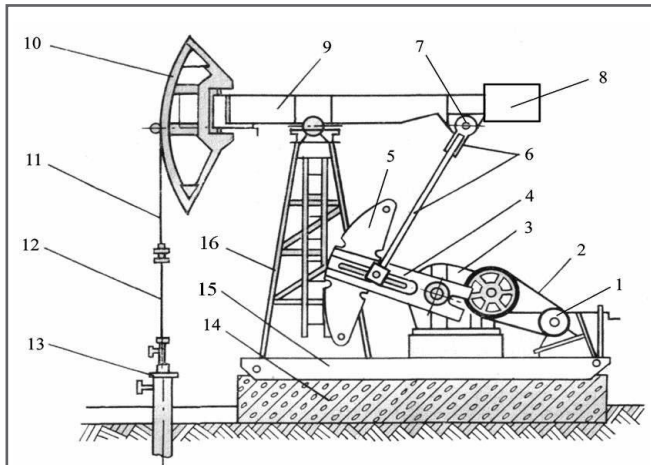


Рис. 1. Станок-качалка балансирующий (с комбинированным уравновешиванием)

- 1 – электродвигатель; 2 – передача клиноременная;
- 3 – редуктор; 4 – кривошип; 5 – грузы уравновешивающие;
- 6 – шатуны; 7 – граверса; 8 – груз уравновешивающий;
- 9 – балансиры; 10 – головка балансира; 11 – подвеска канатная;
- 12 – шток полированный; 13 – арматура устьевая;
- 14 – фундамент; 15 – рама; 16 – стойка

разующий механизм, имеющий одинаковую степень неравномерности хода и угол размаха балансира, но различные абсолютные длины шатуна и кривошипа и габаритные размеры. Действительно, как видно из рисунка 2,

$$\left(\angle B_1CB_2 = \angle B_1DB_2 = \frac{1}{2} \angle B_1B_2 = \theta \right) \quad (1)$$

Следовательно, центр вращения кривошипа станков-качалок, имеющих одинаковые степень неравномерности хода (т. е. угол θ) и угол δ_0 , перемещается по окружности, проходящей через точки B_1 и B_2 , соответствующие крайним положениям соединения шатуна с балансиром.

Назовем эту окружность окружностью равных дезаксиалов. Центр этой окружности находится на биссектрисе угла размаха балансира: для станков-качалок с положительным дезаксиалом - с противоположной стороны по отношению линии B_1B_2 от опоры балансира, для станков с отрицательным дезаксиалом — со стороны опоры балансира.

Параметры окружности равных дезаксиалов также определяются принятыми исходными данными [17-20]. Поскольку угол $\angle B_1O_1B_2$ является центральным углом этой окружности, с учетом равенства (1) имеем $\angle B_1O_1B_2 = 2\theta$ (2)

Радиус окружности равных дезаксиалов можно найти из треугольников OB_1B_2 и $O_1B_1B_2$ по следующей формуле:

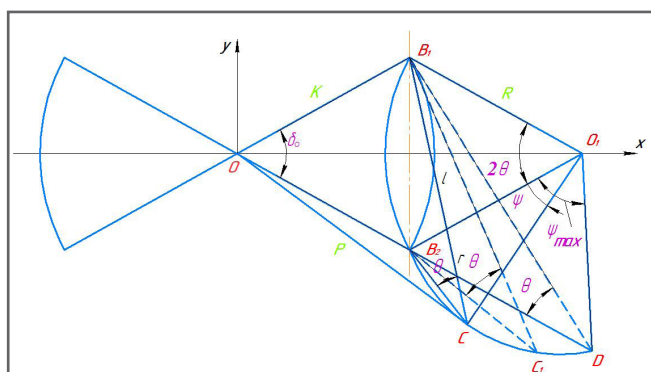


Рис.2. Расчётная схема преобразующего механизма станка-качалки

$$R = K \frac{\sin \frac{\delta_0}{2}}{\sin \theta} \quad (3)$$

тогда координаты центра окружности

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= K \cos \frac{\delta_0}{2} + R \cos \theta = K \frac{\sin \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)}{\sin \theta} \\ \varphi_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Координаты центра вращения кривошипов станков-качалок с одинаковым углом дезаксиала можно выразить в параметрической форме:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= x_0 - R \cos(\theta + \psi) \\ y_c &= R \sin(\theta + \psi) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где ψ – угол между подвижным радиусом R (в направлении против часовой стрелки) и его исходным положением O_1B_1 .

Расстояние между центром вращения кривошипа и опорой балансира по горизонтали назовем длиной, а по вертикали — высотой преобразующего механизма. При этом, как видно, из рисунка 1, абсцисса и ордината центра вращения (5) представляют собой соответственно длину и высоту механизма. Из равнобедренных треугольников B_1O_1C и B_2O_1C получим

$$\left. \begin{aligned} l &= 2R \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta + \psi}{2} \\ r &= 2R \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta + \psi}{2} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Из уравнений (3) и (6) получим выражения для определения кинематических соотношений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{r}{K} &= \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \cos \frac{\theta + \psi}{2}}{\cos \frac{\theta}{2}} \\ \frac{r}{l} &= \frac{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\theta + \psi}{2}} \\ \frac{r}{P} &= \frac{\frac{r}{K}}{\frac{P}{K}} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Полюсное расстояние (расстояние между центром вращения кривошипа и опоры балансира) можно определить из треугольника OO_1C :

$$\frac{P}{K} = \frac{\sin \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)}{\sin \theta} \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \frac{\delta_0}{2}}{\sin^2 \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)} - 2 \sin \frac{\delta_0}{2} \frac{\cos \left(\theta + \psi \right)}{\sin \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)}} \quad (8)$$

Зная значения кинематических соотношений (7), по известным формулам [21] можно вычислить все необходимые углы между звеньями преобразующего механизма, а также перемещение, скорость движения и ускорение точки подвеса штанг станка-качалки.

Методики работ, используемых для проведения исследований

Как видно из выражений (6)-(8), длины звеньев и их соотношения зависят не только от исходных данных, но

и от параметра ψ . Для получения реальных механизмов нужно определить граничные значения параметра ψ в зависимости от принятых исходных данных.

Граничное значение параметра ψ легко находится из условия существования механизма [22]

$$\left. \begin{aligned} P < K + (l - r) \\ \frac{P}{K} < 1 + \frac{1 - \frac{r}{l}}{\frac{r}{K}} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

С учётом системы уравнений (7) имеем

$$\frac{P}{K} < 1 + \frac{2 \sin \frac{\delta_0}{2} \sin \frac{\psi}{2}}{\sin \theta} \quad (10)$$

Тогда из соотношений (8) и (10) получим условие существования механизма в виде неравенства

$$1 + \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \sin \frac{\psi}{2}}{\sin \theta} > \frac{\sin \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)}{\sin \theta} \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \frac{\delta_0}{2}}{\sin^2 \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)} - 2 \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \cos \left(\theta + \psi \right)}{\sin \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)}} \quad (11)$$

решение которого позволяет определить область углов ψ , обусловленную условием поворачиваемости (существования) механизма, в следующем виде:

$$0 < \psi < 180^\circ - (2\theta + \delta_0) \quad (12)$$

Это соотношение может быть получено из треугольника O_1DB_2 (см. рис. 2), так как $\angle O_1B_2D = \angle O_1DB_2 = \theta + \delta/2$. Следовательно, центр вращения кривошипа теоретически реальных механизмов находится на дуге $\overset{\frown}{B_2CO}$ окружности равных дезаксиалов.

Следует отметить, что не все теоретически реальные механизмы могут быть практически осуществимы [23-25]. Поэтому реальная область углов ψ несколько уже теоретически реальной области (3) и должна определяться с учётом конструктивных особенностей механизма (например, в крайне близком к корпусу положении траверсы не должна задевать корпус редуктора, высота механизма должна быть такой, чтобы в нижнем положении подвеска устьевого штока не задевала устьевой сальник, и др.) [26-28].

С учётом этого можно рекомендовать следующую

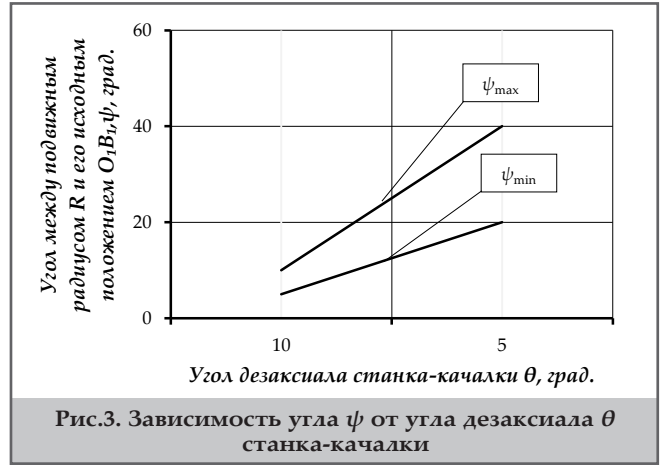


Рис.3. Зависимость угла ψ от угла дезаксиала θ станка-качалки

область углов ψ , полученную из соотношений (8):

$$\arctg \left[\frac{tg \frac{\theta}{2}}{\left(\frac{r}{l} \right)_{max}} \right] < \frac{\psi + \theta}{2} < \arctg \left[\frac{tg \frac{\theta}{2}}{\left(\frac{r}{l} \right)_{min}} \right] \quad (13)$$

Предельные значения ψ обусловлены максимальным и минимальным значениями кинематического соотношения r/l . С учётом конструктивных особенностей кинематических и динамических характеристик, а также исходя из многолетнего опыта проектирования и эксплуатации станков-качалок, рекомендуется использовать

$$\left(\frac{r}{l} \right)_{max} \text{ и } \left(\frac{r}{l} \right)_{min} \quad (14)$$

Таким образом, реальная область значений параметра определяется при принятых конструктивных ограничениях только углом дезаксиала

$$\arctg \left(2.5tg \frac{\theta}{2} \right) < \frac{\theta + \psi}{2} < \arctg \left(5tg \frac{\theta}{2} \right) \quad (15)$$

Результаты исследований

Анализ показывает, что граничные линии области углов (рис. 3) могут быть аппроксимированы простой и удобной линейной зависимостью

$$1.5 < \frac{\psi}{\theta} < 3.75 \quad (16)$$

Кинематические параметры различных кинематических схем преобразующих механизмов станков-качалок			Таблица 1
Кинематические показатели	Симметричная схема	Несимметричная схема*	
δ_{sp}	57.3	45/50	
θ_{sp}	0.00	2.5/11	
ψ_{sp}	0.00	5.46/23.56	
r/K	0.4794	0.38/0.405	
r/l	0.4	0.31/0.31	
K	1.0	1.273/1.146	
r_0	0.4794	0.486/0.486	
L_0	1.1985	1.55/1.50	
H_0	1.1985	1.546/1.44	
L_0	0.8776	1.273/1.44	

Примечание. В числителе – данные фирмы Люфкин, в знаменателе – фирмы Бетлехем (США)

из которой вытекает соотношение $\psi \min_{\max}$.

Задаваясь различными значениями ψ в указанных пределах (15), по формулам (7), (8) можно вычислить соответствующие значения кинематических параметров преобразующего механизма станков-качалок, имеющих одинаковые углы балансира и степень неравномерности хода, но отличающихся длиной звеньев, габаритными размерами и массой, и затем, сравнивая кинематические и динамические характеристики, выбрать наиболее компактный механизм.

Для удобства пользования предлагаемой методикой целесообразно искомые величины представить в приведённом виде (в долях длины хода) [29-31]. Тогда заднее плечо балансира K , радиус кривошипа r_0 , длину шатуна l_0 , полюсное расстояние P_0 , длину L_0 и высоту H_0 преобразующего механизма можно определить по следующим формулам (17).

Для получения абсолютной длины звеньев для любой длины хода станка-качалки данные, полученные по формулам (17), следует умножить на $\frac{S_0}{K_1/K}$ (здесь S_0 – длина хода точки подвеса штанг, м; K_1 – переднее плечо балансира).

По полученным формулам с использованием данных каталогов разных фирм вычислены приведённые

значения кинематических параметров преобразующих механизмов различных кинематических схем, которые представлены в таблице 1.

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{1}{\delta_0} \\ r_0 &= \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \cos \frac{\theta + \psi}{2}}{\delta_0 \cos \frac{\theta}{2}} \\ l_0 &= \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \sin \frac{\theta + \psi}{2}}{\delta_0 \sin \frac{\theta}{2}} \\ P_0 &= \frac{\sin \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)}{\delta_0 \sin \theta} \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \frac{\delta_0}{2}}{\sin^2 \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)} - 2 \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \cos \left(\theta + \psi \right)}{\sin \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right)}} \\ L_0 &= \frac{\sin \left(\theta + \frac{\delta_0}{2} \right) - \sin \frac{\delta_0}{2} \cos \left(\theta + \psi \right)}{\delta_0 \sin \theta} \\ H_0 &= \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \sin \left(\theta + \psi \right)}{\delta_0 \sin \theta} \end{aligned} \right\} (17)$$

Выводы

Как видно, габаритные размеры преобразующего механизма отечественных станков-качалок симметричной схемы (длина на 45...60%, а высота – 25...30%) меньше, чем у зарубежных станков-качалок несимметричной схемы. Разработанная методика с учётом формул (17) позволяет сопоставить технико-эксплуатационные показатели станков-качалок, выполненных по различным кинематическим схемам. Сопоставление полученных данных, умноженных на $\frac{S_0}{K_1/K}$, с фактическими данными станков-качалок показывает их полное соответствие, что подтверждает правильность разработанной методики.

Литература

1. Антониади, Д. Г. (2003). Проблемы разработки залежи высоковязкой нефти северо-комсомольского месторождения. *Интервал. Передовые нефтегазовые технологии*, 4, 38-41.
2. Архипов, К. И., Попов, В. И., Попов, И. В. (2000). Справочник по станкам-качалкам. *Альметьевск: АО ТатНефть*.
3. Близиюков, В. Ю., Гилаев, А. Г., Моллаев, З. Х. и др. (2010). Влияние физико-механических свойств пласта и падения пластового давления на пескопроявление. *Инженер-нефтяник*, 3, 5-9.
4. Близиюков, В. Ю., Гилаев, А. Г., Гилаев, Г. Г. и др. (2010). Вопросы эксплуатации пескопроявляющих пластов. влияние пластового давления на вынос песка из коллектора при эксплуатации добывающих скважин. *Инженер-нефтяник*, 1, 11-22.
5. Гилаев, А. Г. (2012). Исследование влияния выноса мелких частиц продуктивного пласта на изменение нефтеотдачи низкопроницаемых коллекторов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва: *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН*.
6. Гилаев, Г. Г. (2003). Повышение эффективности выработки трудноизвлекаемых запасов на сложнопостроенных нефтегазовых месторождениях. *Краснодар: Советская Кубань*.
7. Гилаев, Г. Г. (2004). Развитие теории и практики добычи трудноизвлекаемых запасов углеводородов на сложнопостроенных месторождениях. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Тюмень.
8. Гилаев, Ген. Г. (2020). Перспективы применения кислотного геля для закачки проппанта в процессе проведения гидроразрыва карбонатных пластов на территории самарской области. *Нефтяное хозяйство*, 8, 54-57.
9. Караев, И. К. (1986). Методика проектирования преобразующего механизма станков-качалок. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 6, 3-6.
10. Коннов, Ю. Д. (2018). Механизация технологического процесса спуско-подъемных операций при текущем и капитальном ремонте скважин. *SOCAR Proceedings*, 2, 15-24.
11. Близиюков, В. Ю., Гилаев, А. Г., Гилаев, Г. Г. и др. (2010). Методы предупреждения и ликвидации пескопроявления в добывающих скважинах. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*, 9, 15-21.
12. Молчанов, А. Г. (1972). К вопросу о металлоемкости штанговых глубиннонасосных установок. *Нефтяное хозяйство*, 11, 53-55.

13. Молчанов, А. Г. (2007). Станки-качалки: проблемы и перспективы совершенствования. *Промышленные ведомости*, 10, 45-60.
14. Близиуков, В. Ю., Гилаев, А. Г., Гилаев, Г. Г., Еганьянц, Р. Т. (2010). Обоснование условий расчета и выбора прочностных характеристик эксплуатационных колонн сладковско-морозовской группы месторождений. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*, 2, 31-38.
15. Близиуков, В. Ю., Гилаев, А. Г., Исламов, Р. Ф., Моллаев, З. Х. (2010). О механизме пескопроявления при разработке слабосцементированных песчаных пластов с АВПД. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*, 11, 16-20.
16. Гилаев, Г. Г., Манасян, А. Э., Федорченко, Г. Д. и др. (2013). Нефтяные залежи в карбонатных отложениях фаменского яруса самарской области: история открытия и перспективы поиска. *Нефтяное хозяйство*, 10, 38-40.
17. Гилаев, Г. Г., Хисметов, Т. В., Бернштейн, А. М. и др. (2009). Применение термостойких жидкостей глушения на основе нефтяных эмульсий. *Нефтяное хозяйство*, 8, 64-67.
18. Антониади, Д. Г., Гилаев, Г. Г., Гарушев, А. Р., Ишханов, В. Г. (2002). Толковый словарь по термическим методам воздействия на нефтяные пласты. *Краснодар: Советская Кубань*.
19. Хабибуллин, М. Я. (2020). Совершенствование процесса солянокислотной обработки скважин применением новейших технологий и оборудования. *Известия ТПУ. Инжиниринг георесурсов*, 331(10), 128-134.
20. Хабибуллин, М. Я. (2020). Увеличение эффективности разделения жидких систем при сборе пластовой жидкости. *Нефтегазовое дело*, 18(2), 64-71.
21. Шууров, В. И. (2005). Технология и техника добычи нефти. *Москва: Альянс*.
22. Galimullin, M. L. (2020). Experience with sucker-rod plunger pumps and the latest technology for repair of such pumps. *Chemical and Petroleum Engineering*, 55(11-12), 896-901.
23. Khabibullin, M. Ya. (2019). Managing the processes accompanying fluid motion inside oil field converging-diverging pipes. *Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry»*, 1333, 042012.
24. Khabibullin, M. Ya. (2019). Managing the reliability of the tubing string in impulse non-stationary flooding. *Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry» - 4 - Mechatronics, Robotics and Electrical Drives*, 13333(5), 052012.
25. Khabibullin, M. Ya. (2019). Theoretical grounding and controlling optimal parameters for water flooding tests in field pipelines. *Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry»*, 1333(4), 042013.
26. Рабаев, Р. У., Бахтизин, Р. Н., Султанов, Ш. Х. и др. (2020). Обоснование применения технологии кислотного гидроразрыва пласта в карбонатных коллекторах газоконденсатных месторождений морского шельфа. *SOCAR Proceedings*, 4, 60-67.
27. Султанмагомедов, Т. С., Бахтизин, Р. Н., Султанмагомедов, С. М. (2020). Исследование перемещений трубопровода в многолетнемерзлых грунтах. *SOCAR Proceedings*, 4, 75-83.
28. Бахтизин, Р. Н., Каримов, Р. М., Мастобаев, Б. Н. (2016). Обобщенная кривая течения и универсальная реологическая модель нефти. *SOCAR Proceedings*, 2, 43-49.
29. Аббасов, Э. М., Агаева, Н. А. (2014). Распространение упругих волн, создаваемых в жидкости, с учетом динамической связи системы пласт-скважина. *SOCAR Proceedings*, 1, 77-84.
30. Сулейманов, Б. А., Аббасов, Э. М. (2010). Восстановление забойного давления при вытеснении нефти водой с учетом мгновенного прекращения притока в скважину. *SOCAR Proceedings*, 2, 20-24.
31. Моисеев, К. В., Кулешов, В. С., Бахтизин, Р. Н. (2020). Свободная конвекция линейно неоднородной жидкости в квадратной полости при боковом нагреве. *SOCAR Proceedings*, 4, 108-116.

References

1. Antoniad, D. G. (2003). Problems of development of high-viscosity oil deposits of the Severo-Komsomolskoye field. *Interval. Advanced Oil and Gas Technologies*, 4, 38-41.
2. Arkhipov, K. I., Popov, V. I., Popov, I. V. (2000). *Handbook of rocking machines. Almet'yevsk: Tataneft*.
3. Bliznyukov, V. Yu., Gilaev, A. G., Mollaev, Z. H., et al. (2010). The influence of the physical and mechanical properties of the formation and the drop in reservoir pressure on the sand occurrence. *Oil Engineer*, 3, 5-9.
4. Bliznyukov, V. Yu., Gilaev, A. G., Gilaev, G. G., et al. (2010). Issues of operation of sand-revealing formations. the effect of reservoir pressure on the removal of sand from the reservoir during the operation of producing wells. *Oil Engineer*, 1, 11-22.
5. Gilaev, A. G. (2012). Investigation of the effect of removal of small particles of a productive reservoir on the change in oil recovery of low-permeability reservoirs. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences. *Moscow: A.A. Blagonravov Institute of Machine Science of the RAS*.
6. Gilaev, G. G. (2003). Improving the efficiency of the production of hard-to-recover reserves in complex oil and gas fields. *Krasnodar: Soviet Kuban*.
7. Gilaev, G. G. (2004). Development of theory and practice of extraction of hard-to-recover hydrocarbon reserves in complex fields. Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences. *Tyumen*.
8. Gilaev, Gen. G. (2020). Prospects for the use of acid gel for pumping proppant in the process of hydraulic fracturing of carbonate formations in the Samara region. *Oil Industry*, 8, 54-57.

9. Karaev, I. K. (1986). The methodology of designing the transforming mechanism of rocking machines. *Chemical and Oil and Gas Engineering*, 6, 3-6.
10. Konnov, Yu. D. (2018). Mechanization of the technological process of descent and lifting operations during the current and major repairs of wells. *SOCAR Proceedings*, 2, 15-24.
11. Bliznyukov, V. Yu., Gilaev, A. G., Gilaev, G. G., et al. (2010). Methods of prevention and elimination of sand occurrence in producing wells. *Construction of Oil and Gas Wells on Land and at Sea*, 9, 15-21.
12. Molchanov, A. G. (1972). On the issue of metal consumption of rod deep-pumping installations. *Oil Industry*, 11, 53-55.
13. Molchanov, A. G. (2007). Rocking machines: problems and prospects for improvement. *Industrial Statements*, 10, 45-60.
14. Bliznyukov, V. Yu., Gilaev, A. G., Gilaev, G. G., Yeganyants, R. T. (2010). Substantiation of calculation conditions and selection of strength characteristics of operational columns of the Sladkovsko-Morozovskaya group of deposits. *Construction of Oil and Gas Wells on Land and at Sea*, 2, 31-38.
15. Bliznyukov, V. Yu., Gilaev, A. G., Islamov, R. F., Mollaev, Z. H. (2010). On the mechanism of sand occurrence in the development of weakly cemented sand layers with AVPD. *Construction of Oil and Gas Wells on Land and at Sea*, 11, 16-20.
16. Gilaev, G. G., Manasyan, A. E., Fedorchenko, G. D., et al. (2013). Oil deposits in the carbonate deposits of the Famensky tier of the Samara region: the history of discovery and prospects of search. *Oil Industry*, 10, 38-40.
17. Gilaev, G. G., Khismetov, T. V., Bernstein, A. M., et al. (2009). Application of heat-resistant silencing fluids based on oil emulsions. *Oil Industry*, 8, 64-67.
18. Antoniadi, D. G., Gilaev, G. G., Garushev, A. R., Ishkhanov, V. G. (2002). Explanatory dictionary on thermal methods of impact on oil reservoirs. *Krasnodar: Soviet Kuban*.
19. Khabibullin, M. Ya. (2020). Improvement of the process of hydrochloric acid treatment of wells using the latest technologies and equipment. *Proceedings of Tomsk Polytechnic University. Georesources Engineering*, 331(10), 128-134.
20. Khabibullin, M. Ya. (2020). Increasing the efficiency of separation of liquid systems when collecting reservoir fluid. *Oil and Gas Business*, 18(2), 64-71.
21. Shchurov, V. I. (2005). Technology and technique of oil production. *Moscow: Alliance*.
22. Galimullin, M. L. (2020). Experience with sucker-rod plunger pumps and the latest technology for repair of such pumps. *Chemical and Petroleum Engineering*, 55(11-12), 896-901.
23. Khabibullin, M. Ya. (2019). Managing the processes accompanying fluid motion inside oil field converging-diverging pipes. *Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry»*, 1333, 042012.
24. Khabibullin, M. Ya. (2019). Managing the reliability of the tubing string in impulse non-stationary flooding. *Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry» - 4 - Mechatronics, Robotics and Electrical Drives*, 13333(5), 052012.
25. Khabibullin, M. Ya. (2019). Theoretical grounding and controlling optimal parameters for water flooding tests in field pipelines. *Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry»*, 1333(4), 042013.
26. Rabaev, R. U., Bakhtizin, R. N., Sultanov, Sh. Kh., et al. (2020). Substantiation of the application of acid hydraulic fracturing technology in carbonate reservoirs of gas condensate fields of the offshore shelf. *SOCAR Proceedings*, 4, 60-67.
27. Sultanmagomedov, T. S., Bakhtizin, R. N., Sultanmagomedov, S. M. (2020). Investigation of pipeline movements in permafrost soils. *SOCAR Proceedings*, 4, 75-83.
28. Bakhtizin, R. N., Karimov, R. M., Mastobaev, B. N. (2016). Generalized flow curve and universal rheological model of oil. *SOCAR Proceedings*, 2, 43-49.
29. Abbasov, E. M., Agayeva, N. A. (2014). Propagation of elastic waves generated in a liquid, taking into account the dynamic coupling of the reservoir-well system. *SOCAR Proceedings*, 1, 77-84.
30. Suleymanov, B. A., Abbasov, E. M. (2010). Restoration of bottom-hole pressure when oil is displaced by water, taking into account the instantaneous cessation of inflow into the well. *SOCAR Proceedings*, 2, 20-24.
31. Moiseev, K. V., Kuleshov, V. S., Bakhtizin, R. N. (2020). Free convection of a linearly inhomogeneous liquid in a square cavity under lateral heating. *SOCAR Proceedings*, 4, 108-116.

Новая методика проектирования преобразующего механизма шарнирного четырехзвенника станка качалки

М. Я. Хабибуллин¹, Р. Н. Бахтизин², Г. Г. Гиляев³

¹Институт нефти и газа, Уфимский государственный нефтяной технический университет, Октябрьск, Россия; ²Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия; ³Институт нефти, газа и энергетики, Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия

Реферат

Преобразующий механизм станков-качалок представляет собой шарнирный четырехзвенный механизм, выполненный по симметричной и несимметричной кинематическим схемам. При симметричной схеме центр вращения кривошипа находится на прямой, проходящей через точки, соответствующие крайним положениям сочленения шатуна и балансира. Все остальные случаи соответствуют несимметричной схеме. В настоящее время, в соответствии с имеющейся методикой проектирования преобразующего механизма симметричной схемы в качестве исходных данных используют кинематические соотношения r/k и r/l - отношения радиуса кривошипа к длине соответственно заднего плеча балансира и шатуна. Более предпочтительной и практичной считается методика, позволяющая проектировать механизм по заранее заданным выходным параметрам. В результате получаем, что габаритные размеры преобразующего механизма отечественных станков-качалок симметричной схемы (длина на 45...60%, а высота – 25...30%) меньше, чем у зарубежных станков-качалок несимметричной схемы. Разработанная методика позволяет сопоставить технико-эксплуатационные показатели станков-качалок, выполненных по различным кинематическим схемам.

Ключевые слова: шатун; балансир; кривошипы; траверса; радиус; механизм.

Mancanaq-dəzgahın dörd bəndli şarnirli çevirici mexanizminin layihələndirilməsinin yeni metodikası

M. Ya. Xabibullin¹, R. N. Baxtizin², Q. Q. Qilayev³

¹Neft və Qaz İnstitutu, Ufa Dövlət Neft Texniki Universiteti (Oktyabrski filialı), Oktyabrsk, Rusiya; ²Ufa Dövlət Neft Texniki Universiteti, Ufa, Rusiya; ³Neft, Qaz və Energetika İnstitutu, Kuban Dövlət Texnologiya Universiteti, Krasnodar, Rusiya

Xülasə

Mancanaq-dəzgahların çevirici mexanizmi simmetrik və qeyri-simmetrik kinematik sxemlərə əsasən hazırlanmış dörd bəndli şarnirli mexanizmdir. Simmetrik sxemdə çarx qolunun fırlanma mərkəzi pistonqolu və balansir birləşməsinin kənar mövqələrinə uyğun gələn nöqtələrdən keçən düz xətt üzərində yerləşir. Digər bütün hallar qeyri-simmetrik sxemə uyğundur. Hal-hazırda, simmetrik sxemli çevirici mexanizmin layihələndirilməsi üçün mövcud metodikaya uyğun olaraq, ilkin verilənlər kimi r/k və r/l kinematik nisbətlərindən – çarx qolunun radiusunun müvafiq olaraq balansirin arxa qoluna və pistonqoluna nisbətlərindən istifadə olunur. Üstünlük verilən və daha praktik hesab olunan metodika mexanizmi qabaqcadan verilmiş çıxış parametrlərə əsasən layihələndirməyə imkan verən metodikadır. Nəticədə, simmetrik sxemli yerli mancanaq-dəzgahlarının çevirici mexanizminin qabarit ölçüləri (uzunluğu 45...60%, hündürlüyü isə 25...30%) qeyri-simmetrik sxemli xarici mancanaq-dəzgahların çevirici mexanizminin ölçülərindən daha kiçikdir. İşlənmiş metodika müxtəlif kinematik sxemlərə əsasən hazırlanmış mancanaq-dəzgahların texniki-istismar göstəricilərini müqayisə etməyə imkan verir.

Açar sözlər: pistonqolu; balansir; çarx qolları; travers; radius; mexanizm.