Нефтегазовое дело. 2021. Т. 19, № 5. С. 157–169. ISSN 2073-0128 (print)

Petroleum Engineering. 2021. Vol. 19, No. 5, P. 157–169. ISSN 2073-0128 (print)

Научная статья

УДК 621.651

doi: 10.17122/ngdelo-2021-5-157-169

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ УСТЬЕВОГО ПРУЖИННОГО ПНЕВМОКОМПЕНСАТОРА ШТАНГОВЫХ УСТАНОВОК

Камил Рахматуллович Уразаков¹, Данила Денисович Горбунов¹,
Сибгат Гарифович Зубаиров¹

¹Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия

Автор, ответственный за переписку

Данила Денисович Горбунов, danilka.9898@yandex.ru

Аннотация. Статья посвящена исследованию динамики колебаний давления на выкидной линии при эксплуатации насосов объемного типа, оборудованных пружинным компенсатором, в зависимости от значения динамической вязкости перекачиваемой жидкости, ее сжимаемости, конструкции выкидной линии и расстояния от источника нагнетания до компенсатора. Известные методики расчета пневмокомпенсаторов не учитывают его расположение относительно источника нагнетания, а также конструктивные особенности выкидной линии (диаметр трубопровода). Отсутствие в расчетах указанных параметров приводит к тому, что некоторая часть пульсаций давления поглощается выкидной линией, а не компенсатором, за счет чего снижается ее надежность и повышаются нагрузки на насосный агрегат в целом.

Для цитирования

Уразаков К.Р., Горбунов Д.Д., Зубаиров С.Г. Влияние вязкости жидкости на эффективность работы устьевого пружинного пневмокомпенсатора штанговых установок // Нефтегазовое дело. 2021. Т. 19, № 5. С. 157–169 <https://doi.org/10.17122/ngdelo-2021-5-157-169>.

Ключевые слова

высоковязкая эмульсия, гидродинамические процессы, пружинный компенсатор, гаситель пульсаций давления, поршневой насос, пульсация давления, выкидная линия насоса

Original article

INFLUENCE OF LIQUID VISCOSITY ON THE EFFICIENCY OF THE WELLHOLD SPRING PNEUMATIC COMPENSATOR OF RODS

Kamil R. Urazakov¹, Danila D. Gorbunov¹, Sibagat G. Zubairov¹

²Ufa State Petroleum Technological University, Branch, Oktyabrskiy, Ufa, Russia

Corresponding author

Danila D. Gorbunov, danilka.9898@yandex.ru

Abstract. The article is devoted to the study of the dynamics of pressure fluctuations on the flow line during the operation of positive displacement pumps equipped with a spring compensator, depending on the value of the dynamic viscosity of the pumped liquid, its compressibility, the design of the flow line and the distance from the injection source to the compensator. The known methods for calculating pneumatic compensators do not take into account its location relative to the injection

Keyword

high-viscosity emulsion, hydrodynamic processes, spring compensator, pressure pulsation damper, piston pump, pressure pulsation, pump flow line

© Уразаков К.Р., Горбунов Д.Д., Зубаиров С.Г., 2021

source, as well as the design features of the flow line (pipeline diameter). The absence of these parameters in the calculations leads to the fact that some of the pressure pulsations are absorbed by the flow line, and not by the compensator, due to which its reliability decreases and the load on the pump unit as a whole increases.

For citation

Urazakov K.R., Gorbunov D.D., Zubairov S.G. Vliyaniye vyazkosti zhidkosti na effektivnost' raboty ust'evogo pruzhinnogo pnevmokompensatora shtangovykh ustanovok [Influence of Liquid Viscosity on the Efficiency of the Wellhead Spring Pneumatic Compensator of Rods]. *Neftegazovoe delo — Petroleum Engineering*, 2021, Vol. 19, No. 5, pp. 157–169 [in Russian]. <https://doi.org/10.17122/ngdelo-2021-5-157-169>.

Насосы с плунжерным типом вытеснения жидкости получили широкое распространение как в нефтегазовой промышленности, так и во многих других отраслях производства. Усложнение условий добычи в нефтегазовом секторе, обусловленное высокой вязкостью перекачиваемой жидкости, выводит на передний план ряд задач, требующих технического решения. Одной из таких актуальных задач является возникновение пульсаций давления на выходе из плунжерного насоса. Колебания давления обусловлены следующими факторами: кинематикой движения плунжера насоса, сжимаемостью и вязкостью жидкости. В связи с этим происходит существенный рост

циклических переменных нагрузок на плунжер и привод, что снижает надежность и эффективность насосного агрегата в целом.

Наиболее эффективное решение выравнивания пульсации давления и подачи поршневого насоса заключается в установке на выкидной линии пневмокомпенсаторов (рисунок 1) [1]. Современные конструкции пневматических компенсирующих устройств представляют собой две полости (газовую и жидкостную), разделенные рабочим элементом — диафрагмой [2–5]. Несмотря на широкое распространение, пневмокомпенсаторы имеют узкий диапазон гашения колебаний давления и высокий износ рабочего элемента.

1 — насосная установка; 2 — колонна насосных труб; 3 — устьевая арматура; 4 — выкидная линия; 5 — пневмокомпенсатор

1 — pumping unit; 2 — a string of pumping pipes; 3 — wellhead equipment; 4 — flow line; 5 — pneumatic compensator

Рисунок 1. Скважинная штанговая насосная установка с устьевым пневмокомпенсатором

Figure 1. Downhole sucker rod pumping unit with wellhead pneumatic compensator

Известны конструкции пружинных компенсаторов, эффективность применения которых отмечают ряд авторов: Ф.С. Шемчук, С.Л. Самсонович, В.И. Лалабеков, В.А. Пестунов, А.Б. Мусквик, А.П. Сячин, В.Н. Чубиков. Пружинный компенсатор позволяет обеспечить более широкий диапазон гашения пульсации давления, а также обладает сравнительно более высоким ресурсом рабочего элемента.

Целесообразность применения гасителей пульсации давления отмечают авторы в статье [6]. В работе подробно изложены физические процессы, происходящие при перекачивании высоковязкой эмульсии плунжерным насосом. Математическая модель описывает динамику изменения давления на выходе насоса с учетом массообмена жидкостью, поступающей из полости НКТ в полость пневмокомпенсатора, и сохранения импульса системы. Однако в расчетах не уточняются расположение компенсатора относительно источника пульсации, а также конструктивные особенности выкидной линии.

В работе [7] предложена принципиально новая конструкция пневмокомпенсатора, размещенного в непосредственной близости от устья скважины, позволяющая уменьшить амплитуду колебаний давления. Разработанная методика проектирования оптимальных геометрических (внутреннего радиуса и толщины стенки корпуса) и технологических (давления и объема газа в газовой камере) параметров устьевого пневмокомпенсатора позволяет сгладить колебания давления жидкости в насосно-компрессорной трубе и выкидной линии скважины, тем самым снизив нагрузки на плунжер и головку балансира. Недостатками методики расчета являются отсутствие учета гидродинамических процессов, протекающих при движении стационарного потока жидкости, а также конструктивные особенности выкидной линии и расстояния между компенсатором и источником нагнетания.

Отсутствие указанных параметров при расчете приводит к тому, что часть пульсаций на выходе из насоса поглощается выкидной линией. При этом увеличиваются циклические нагрузки на плунжер и привод насоса. Оказываемые нагрузки на узлы насоса, вызванные пульсацией давления, будут различными в зависимости от значения вязкости перекачиваемой жидкости. Диаметр выкид-

ной линии и расположение компенсатора также влияют на значение амплитуды колебания давления [8–11].

В связи с этим возникает ряд задач, требующих решения:

- 1) определить зависимость амплитуды колебания давления от значения вязкости жидкости $A_p (\mu)$;
- 2) определить допустимое расстояние от устья скважины до пружинного компенсатора $L_{пк}$;
- 3) определить оптимальное значение диаметра выкидной линии $D_{выкид}$.

Для решения поставленных задач необходимо включить в расчет основные уравнения, описывающие подачу плунжерного насоса, расход через нагнетательный клапан, кольцевое пространство между насосно-компрессорными трубами и колонной штанг, выкидную линию и движение поршня пружинного компенсатора.

Суммарная подача насоса $Q_{сумм}$ будет складываться из объемов вытесненной жидкости при ходе плунжера вверх $Q_{пл}$ при закрытом положении нагнетательного клапана (промежуток всасывания, коэффициент расхода α равен нулю) и при ходе плунжера вниз $Q_{кл}$ с открытым нагнетательным клапаном (промежуток нагнетания, коэффициент расхода α принимается равным единице) [12, 13]:

$$Q_{сумм} = Q_{пл} + Q_{кл} = A_{шт.ц} \cdot v_{пл} + \alpha f_{кл} \sqrt{\left| \frac{2}{\rho} (p_{кл.вх} - p_{кл.вых}) \right|} \cdot \text{sign}(p_{кл.вх} - p_{кл.вых}), \quad (1)$$

где $Q_{пл}$ — подача насоса при ходе плунжера вверх, м³/с;

$Q_{кл}$ — подача насоса при ходе плунжера вниз, м³/с;

$A_{шт.ц} = \frac{\pi(d_{н}^2 - d_{шт}^2)}{4}$ — площадь кольцевого сечения между внутренним диаметром цилиндра насоса и наружным диаметром штанг, м²;

$v_{пл} = \frac{d(r - r \cdot \cos(wt))}{dt} = r \cdot w \cdot \sin(wt)$ — скорость плунжера насоса, м/с;

w — угловая скорость, рад/с;

r — радиус кривошипа, м;

t — время, с;

α — коэффициент расхода жидкости через клапан;

$f_{кл}$ — площадь поперечного сечения нагнетательного клапана, м²;

ρ — плотность нагнетаемой жидкости, кг/м³;

$p_{кл.вх}$ — давление на входе в клапан, соответствующее давлению в полости насоса, Па;

$p_{\text{кл.вых}}$ — давление на выходе из клапана, Па.

В рассматриваемом случае число Рейнольдса $Re < 2000$, поэтому характер движения потока считается ламинарным. С учетом этого, а также наличия кольцевого сечения между трубами НКТ и колонной штанг, расход определяется по формуле Буссинеска [14]:

$$Q_{\text{КС}} = \frac{\pi}{8\mu L_{\text{НКТ}}} (p_{\text{КС.вх}} - p_{\text{КС.вых}}) \times \times [(0,5D_{\text{НКТ}})^4 - (0,5d_{\text{шт}})^4 + \frac{((0,5D_{\text{НКТ}})^2 - (0,5d_{\text{шт}})^2)^2}{\ln(\frac{D_{\text{НКТ}}}{d_{\text{шт}}})}] \times \times \text{sign}(p_{\text{КС.вх}} - p_{\text{КС.вых}}) \quad (2)$$

где $D_{\text{НКТ}}$ — внутренний диаметр колонны НКТ, м;

$d_{\text{шт}}$ — наружный диаметр колонны насосных штанг, м;

$p_{\text{КС.вх}}$ — давление на входе в кольцевом сечении, соответствующее давлению на выходе из клапана, Па;

$p_{\text{КС.вых}}$ — давление на выходе кольцевого сечения, Па;

μ — динамическая вязкость, Па·с;

$L_{\text{НКТ}}$ — длина колонны НКТ, м.

По достижению жидкости устья расход будет определяться с учетом ламинарного движения потока по участку трубопровода, включающего выкидную линию и нефтегазосборный трубопровод, по закону Пуазейля:

$$Q_{\text{ТР}} = Q_{\text{ВЫКИД}} + Q_{\text{НГС}} = \frac{\pi}{132\mu} \left(\left(\frac{D_{\text{ВЫКИД}}^4 (p_{\text{ВЫКИД.ВХ}} - p_{\text{ВЫКИД.ВЫХ}})}{L_{\text{ПК}} + L_{\text{ВЫКИД}}} \right) \times \times \text{sign}(p_{\text{ВЫКИД.ВХ}} - p_{\text{ВЫКИД.ВЫХ}}) + \left(\frac{D_{\text{НГС}}^4 (p_{\text{НГС.ВХ}} - p_{\text{НГС.ВЫХ}})}{L_{\text{НГС}}} \right) \times \times \text{sign}(p_{\text{НГС.ВХ}} - p_{\text{НГС.ВЫХ}}) \right), \quad (3)$$

где $Q_{\text{ВЫКИД}}$ — расход через выкидную линию, м³/с;

$Q_{\text{НГС}}$ — расход через нефтегазосборный трубопровод, м³/с;

$D_{\text{ВЫКИД}}$ — внутренний диаметр выкидного трубопровода, м;

$D_{\text{НГС}}$ — внутренний диаметр нефтегазосборного трубопровода, м;

$p_{\text{ВЫКИД.ВХ}}$ — давление на входе выкидной линии, соответствующее давлению на выходе из НКТ, Па;

$p_{\text{ВЫКИД.ВЫХ}}$ — давление на выходе выкидной линии, Па;

$p_{\text{НГС.ВХ}}$ — давление на входе нефтегазосборного трубопровода, Па;

$p_{\text{НГС.ВЫХ}}$ — давление на выходе нефтегазосборного трубопровода, Па;

μ — динамическая вязкость, Па·с;

$L_{\text{ПК}}$ — расстояние от устья скважины до пружинного компенсатора, м;

$L_{\text{ВЫКИД}}$ — длина выкидной линии (расстояние от пружинного компенсатора до точки подключения к измерительной установке), м;

$L_{\text{НГС}}$ — длина нефтегазосборного трубопровода (расстояние от точки подключения выкидной линии к измерительной установке до узла запорной арматуры), м.

Изменение давления с учетом баланса расходов жидкости будет происходить следующим образом:

$$\frac{dp_{\text{ВЫКИД.ВЫХ}}}{dt} = \frac{E_{\text{Ж}}}{V_{\text{Ж}}} (Q_{\text{СУММ}} + Q_{\text{КС}} - Q_{\text{ТР}} - A_{\text{К}} \frac{dx_{\text{П.К.}}}{dt}), \quad (4)$$

где $A_{\text{К}} \frac{dx_{\text{П.К.}}}{dt}$ — геометрический расход в полости компенсатора, м³/с.

$V_{\text{Ж}} = V_{\text{Ж}_0} + A_{\text{К}} x_{\text{К}}$ — объем в полости компенсатора, м³;

$V_{\text{Ж}_0}$ — начальный объем в полости компенсатора до начала движения поршня, м³;

$E_{\text{Ж}}$ — модуль сжимаемости жидкости, МПа⁻¹.

Уравнение движения поршня компенсатора с учетом потерь на трение примет вид [11–13]:

$$m_{\text{К}} \frac{d^2 x_{\text{К}}}{dt^2} = A_{\text{К}} p_{\text{ВЫКИД.ВЫХ}} - A_{\text{К}} p_{\text{Г}} - - A_{\text{К}} p_{\text{Г}} - c_{\text{П}} x_{\text{К}} - \pi d_{\text{К.ШТ}} b_{\text{К.ШТ}} k - \pi D_{\text{К.П}} b_{\text{К.П}} k, \quad (5)$$

где $m_{\text{П.К.}}$ — масса поршня компенсатора, кг;

$\frac{d^2 x_{\text{П.К.}}}{dt^2}$ — ускорение поршня, м/с²;

$A_{\text{К}}$ — площадь поперечного сечения поршня, м²;

$p_{\text{ВЫКИД.ВЫХ}}$ — давление на выходе из клапана насоса, Па;

$p_{\text{Г}}$ — давление газа в верхней секции компенсатора, Па;

$c_{\text{П}}$ — суммарная жесткость пружин, Н/м;

$d_{\text{К.ШТ}}$ — диаметр уплотнения штока, м;

$D_{\text{К.П}}$ — диаметр уплотнения поршня, м;

$b_{\text{К.ШТ}}$ — ширина уплотнения штока, м;

$b_{\text{К.П}}$ — ширина уплотнения поршня, м;

k — коэффициент трения.

Подставив известные значения в формулу (5), можно найти зависимость амплитуды колебания давления от значения вязкости перекачиваемой жидкости, конструктивных особенностей трубопровода и расстояния от устья до компенсатора:

$$\begin{aligned}
 \frac{dp_{\text{выкид.вых}}}{dt} = & \frac{E_{\text{ж}}}{V_{\text{ж}}} \left(\alpha f_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{кл.вх}} - p_{\text{кл.вых}})} \right) \cdot \text{sign}(p_{\text{кл.вх}} - p_{\text{кл.вых}}) + \\
 & + A_{\text{шт.ц}} \cdot w \cdot r \sin(wt) + \frac{\pi}{8\mu L_{\text{нкт}}} (p_{\text{кс.вх}} - p_{\text{кс.вых}}) \times \\
 & \times [(0,5D_{\text{нкт}})^4 - (0,5d_{\text{шт}})^4 + \frac{((0,5D_{\text{нкт}})^2 - (0,5d_{\text{шт}})^2)^2}{\ln\left(\frac{D_{\text{нкт}}}{d_{\text{шт}}}\right)}] \times \quad (6) \\
 & \times \text{sign}(p_{\text{кс.вх}} - p_{\text{кс.вых}}) - \frac{\pi}{132\mu} \left(\frac{D_{\text{выкид}}^4 (p_{\text{выкид.вх}} - p_{\text{выкид.вых}})}{L_{\text{пк}} + L_{\text{выкид}}} \right) \times \\
 & \times \text{sign}(p_{\text{выкид.вх}} - p_{\text{выкид.вых}}) + \\
 & + \left(\frac{D_{\text{нмс}}^4 (p_{\text{нмс.вх}} - p_{\text{нмс.вых}})}{L_{\text{нмс}}} \right) \cdot \text{sign}(p_{\text{нмс.вх}} - p_{\text{нмс.вых}}) - A_{\text{к}} \frac{dx_{\text{п.к}}}{dt}.
 \end{aligned}$$

Исходные данные. В качестве источника нагнетания принята штанговая скважинная насосная установка. Поставленные задачи решаются в рамках процесса нагнетания жидкости и ее прохождения через нагнетательный клапан, кольцевое сечение между трубами НКТ ($D_{\text{нкт}} = 48$ мм) и насосными штангами ($d_{\text{шт}} = 25$ мм) и дальнейшего движения по вы-

кидной линии, оборудованной устьевым компенсатором. Расстояние от насоса до устья скважины принимается равным 1000 м. Насос нагнетает жидкость через клапан с площадью поперечного сечения $f_{\text{кл}} = 2,61 \cdot 10^{-4}$ м², коэффициент расхода α через клапан равен 0,75, длина хода плунжера $S_{\text{пл}}$ составляет 2 м, число ходов балансира $n = 12$ мин⁻¹. Площадь поперечного сечения плунжера насоса диаметром 38 мм составляет $A_{\text{п}} = 0,0011$ м². Начальное давление $p_{\text{кл.вх}} = 0$ на входе в клапан в его закрытом положении принимается равным 3 МПа, а давление на выходе из клапана $p_{\text{кл.вых}}$ принимается равным 9 МПа, скорость поршня $v_{\text{к}}$ и его перемещение $x_{\text{к}}$ равны нулю при $t_0 = 0$ с. Плотность ρ перекачиваемой жидкости 900 кг/м³, коэффициент ее сжимаемости (модуль упругости) $E_{\text{ж}} = 550$ МПа⁻¹. На рисунке 2 приведена расчетная схема пружинного компенсатора.

Рисунок 2. Расчетная схема устьевых пружинных компенсаторов

Figure 2. Design diagram of a wellhead spring compensator

Для выявления зависимости между давлением и вязкостью рассмотрим интервал вязкости жидкости $\mu = (5-155) \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ с расчетным шагом $5 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$. На рисунке 3 представлено графическое решение уравнения (5) для жидкости с различной степенью вязкости (решение представлено для характерных значений степени вязкости: низкой, средней и высокой).

Амплитуда колебания давления при низком значении вязкости ($\mu = 5 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$) имеет сравнительно меньшее значение, чем при более высоких значениях вязкости ($\mu = (80-155) \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$). Увеличение перепада давления объясняется вязкостным трением жидкости, вследствие чего поток более интенсивно теряет свою кинетическую энергию, то есть часть энергии системы затрачивается на преодоление усилия трения слоев, что подразумевает изменение скорости движения.

Дальнейший расчет позволяет более подробно рассмотреть зависимость амплитуды колебания давления от вязкости $A_p(\mu)$ с вышеупомянутым расчетным шагом (рисунок 4).

Изменение амплитуды в зависимости от значения вязкости имеет нелинейный характер. Постепенное увеличение вязкости жидкости в указанном интервале приводит к возникновению колебаний давления, амплитуда которых составляет 1–4 % от средней величины давления. Поэтому при эксплуатации штанговых установок необходимо учитывать физические свойства жидкости.

Следующий исследуемый параметр — расстояние от источника нагнетания до пружинного компенсатора L . Предполагается, что при увеличении расстояния будет повышаться и амплитуда колебаний. На рисунке 5 представлены зависимости амплитуды давления от времени при различных значениях расстояния компенсатора от источника нагнетания L ($\mu = 80 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$). Расчетный интервал принимается с учетом расстояния от устья до насоса, конструктивных и габаритных особенностей устьевой арматуры и компенсатора $L = 1000,5-1005,5 \text{ м}$ ($0,5-5,5 \text{ м}$ — расстояние от устьевой арматуры до компенсатора).

- 1 — график давления на выходе из насоса при значении вязкости $\mu = 5 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- 2 — график давления на выходе из насоса при значении вязкости $\mu = 80 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- 3 — график давления на выходе из насоса при значении вязкости $\mu = 155 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$

- 1 — graph of the pressure at the outlet of the pump at viscosity value $\mu = 5 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$;
- 2 — graph of the pressure at the outlet of the pump at viscosity value $\mu = 80 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$;
- 3 — graph of the pressure at the outlet of the pump at viscosity value $\mu = 155 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Рисунок 3. Зависимость давления на выходе из насоса от времени при различных значениях вязкости жидкости

Figure 3. Dependence of the pressure at the outlet of the pump on time at different values of liquid viscosity

Рисунок 4. Зависимость амплитуды колебания давления от значения вязкости жидкости

Figure 4. Dependence of the amplitude of pressure fluctuations on the value of fluid viscosity

- 1 — график функции давления при значении расстояния $L=1000,5$ м;
 2 — график функции давления при значении расстояния $L=1003$ м;
 3 — график функции давления при значении расстояния $L=1005,5$ м

- 1 — graph of pressure function at distance value $L=1000,5$ m
 2 — graph of pressure function at distance value $L=1003$ m
 3 — graph of pressure function at distance value $L=1005,5$ m

Рисунок 5. Зависимость давления на выходе из насоса от времени при различных значениях L

Figure 5. Dependence of the pressure at the outlet of the pump on time at different values of L

Как видно из графического решения, представленного на рисунке 5, с увеличением расстояния между компенсатором и источником нагнетания повышается значение максимальной амплитуды колебания давления. Для получения более полной информации при исследовании необходимо построить зависимость амплитуды колебания давления от расстояния $A_p(L)$ при различных значениях вязкости μ (рисунок 6).

При малых значениях вязкости в указанном промежутке L присутствует незначительное изменение давления, так как отсутствует высокое трение между граничными слоями жидкости, а при рассмотрении высоковязких жидкостей при значении расстояния 0,5–2 м имеются изогнутые участки графиков функций с небольшими перепадами по значению амплитуд. Например, при расположении компенсатора на расстоянии 1000,5 м от источ-

ника нагнетания, перекачивающего жидкость вязкостью равной $155 \cdot 10^{-3}$ МПа·с, амплитуда колебания давления составит около 3,120 МПа, а при увеличении расстояния до 1005,5 м при том же значении вязкости давление составит 3,125 МПа, то есть возникает перепад давления, составляющий около 0,005 МПа. При эксплуатации внутриплощадочных технологических трубопроводов следует учитывать циклическую нагрузку, вызванную пульсацией давления. С одной стороны, разница давлений при увеличении расстояния до компенсатора незначительна, но с другой, трубопроводная система имеет ограниченное число воспринимаемых циклов нагрузки от перепада давления на протяжении всего срока службы, которое в некоторой степени снизится при увеличении расстояния до компенсатора, а значит и снизится ожидаемый расчетный ресурс трубопровода. Поэтому при

- 1 — график функции амплитуды при значении вязкости $\mu = 5 \cdot 10^{-3}$ Па·с;
- 2 — график функции амплитуды при значении вязкости $\mu = 80 \cdot 10^{-3}$ Па·с;
- 3 — график функции амплитуды при значении вязкости $\mu = 155 \cdot 10^{-3}$ Па·с

- 1 — graph of the amplitude function at the viscosity value $\mu = 5 \cdot 10^{-3}$ Pa·s;
- 2 — graph of the amplitude function at the viscosity value $\mu = 80 \cdot 10^{-3}$ Pa·s;
- 3 — graph of the amplitude function at the viscosity value $\mu = 155 \cdot 10^{-3}$ Pa·s

Рисунок 6. Зависимость амплитуды колебания давления от значения расстояния между источником нагнетания и компенсатором

Figure 6. Dependence of the amplitude of pressure fluctuations on the value of the distance between the injection source and the compensator

высоких значениях вязкости рекомендуется устанавливать компенсатор от устья скважины на расстоянии 0,5–2 м, что позволит несколько снизить амплитуду колебаний давления.

Немаловажным фактором при проведении гидродинамических расчетов является и диаметр трубопровода. Как правило, на современных объектах нефтегазового производства при добыче эмульсии плунжерными насосами используются бесшовные или электросварные трубы для выкидной линии диаметром $D_{\text{выкид}} = 89$ мм по ГОСТ 8732-78 или ГОСТ 10704-91 соответственно. Однако такое значение диаметра может быть нерациональным с точки зрения пульсационной характеристики потока. Исходя из уравнения (6), увеличение диаметра выкидной линии $D_{\text{выкид}}$ приводит к понижению давления вследствие снижения скорости и уменьшению гидравлических сопротивлений. В этой связи необходимо найти зависимость между давлением на выходе из насоса и диаметром выкидного трубопровода для определения оптимального значения (рисунок 7).

Как видно из приведенного графического решения (рисунок 7), значение перепада давления в действительности снижается при увеличении диаметра трубопровода. На рисунке 8 показана более детальная зависимость амплитуды при различных значениях вязкости. Расчет производился для трубопроводов диаметрами: 38, 57, 76, 89, 108, 114, 159 мм.

Исходя из анализа полученных зависимостей, стоит отметить, что амплитуда колебаний при нагнетании маловязкой жидкости практически не зависит от значения диаметра. В случае, когда вязкость жидкости имеет достаточно высокое значение, амплитуда колебаний падает по мере увеличения диаметра выкидного трубопровода. Поэтому нахождение оптимального значения диаметра для обеспечения меньшей пульсации давления имеет смысл лишь при нагнетании жидкостей, имеющих достаточно высокую степень вязкости, так как при низких значениях вязкости перепад давления незначительный. В целом динамика снижения амплитуды колебаний для высоковязких жидкостей практически монотонна, так как графики полученных функций

- 1 — график функции давления при значении диаметра $D_{\text{выкид}} = 114$ мм;
- 2 — график функции давления при значении диаметра $D_{\text{выкид}} = 89$ мм;
- 3 — график функции давления при значении диаметра $D_{\text{выкид}} = 57$ мм

- 1 — graph of the pressure function at the value of the diameter $D_{\text{выкид}} = 114$ mm;
- 2 — graph of the pressure function at the value of the diameter $D_{\text{выкид}} = 89$ mm;
- 3 — graph of the pressure function at the value of the diameter $D_{\text{выкид}} = 57$ mm

Рисунок 7. Зависимость давления на выходе из насоса от времени при различных значениях $D_{\text{выкид}}$

Figure 7. Dependence of the pressure at the outlet of the pump on time at different values of $D_{\text{выкид}}$

- 1 — график функции амплитуды при значении вязкости $\mu = 5 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
 2 — график функции амплитуды при значении вязкости $\mu = 80 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
 3 — график функции амплитуды при значении вязкости $\mu = 155 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$

- 1 — graph of the amplitude function at the viscosity value $\mu = 5 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$;
 2 — graph of the amplitude function at the viscosity value $\mu = 80 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$;
 3 — graph of the amplitude function at the viscosity value $\mu = 155 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Рисунок 8. Зависимость амплитуды колебания давления от значения диаметра

Figure 8. Dependence of the amplitude of pressure fluctuations on the value of the diameter

параллельны (за исключением небольших выпуклых и вогнутых участков), то есть имеют одинаковый угол наклона. Наименьшая амплитуда колебаний давления наблюдается в интервале диаметров от 114 до 159 мм при значениях вязкости в промежутке $(80\text{--}155) \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

При подборе оптимального значения диаметра следует учесть некоторые конструктивные и технологические особенности. Например, установка пружинного компенсатора на выкидную линию диаметром $D_{\text{выкид}} = 89 \text{ мм}$ затруднительна в связи с сложностью подбора соединительных деталей трубопровода (отводов, фланцев) и их последующего монтажа. Более того, следует отметить, что компенсатор обладает достаточно высо-

кой массой ввиду габаритных размеров. С точки зрения прочностных свойств и обеспечения малых амплитудных скачков давления наиболее рационально применять выкидные трубопроводы диаметрами: 114, 159 мм. По этой причине при эксплуатации плунжерного насоса, нагнетающего жидкость с высокой степенью вязкости, с учетом ранее проведенного анализа зависимости давления от расстояния L , рекомендуется располагать компенсатор на фиксированном расстоянии $L = 1000,5\text{--}1002 \text{ м}$ (от источника нагнетания) на выкидном трубопроводе диаметром $D_{\text{выкид}} = 114/159 \text{ мм}$ с переходом на диаметр $D_{\text{выкид}} = 89 \text{ мм}$, как показано на рисунке 9 (условно не показан участок длиной 1000 м от насоса до устья).

1 — устьевая арматура; 2 — пружинный компенсатор; 3 — отвод; 4 — опора; 5 — переход; 6 — автоматическая групповая замерная установка; 7 — узел запорной арматуры с электроприводной задвижкой

1 — wellhead equipment; 2 — spring compensator; 3 — branch; 4 — support; 5 — transition; 6 — automatic group metering unit; 7 — assembly of shut-off valves with an electric valve

Рисунок 9. Выкидной трубопровод с переходом, оборудованный пружинным компенсатором

Figure 9. Flow line with transition, equipped with a spring expansion joint

Выкидная линия 1, проложенная надземным и подземным способами, включающая пружинный компенсатор, подключается к автоматической замерной групповой установке (АГЗУ), оборудованной несколькими точками подключения для трубопроводов различного функционального назначения. Расстояние от места установки пружинного компенсатора до точки подключения выкидной линии 1 к АГЗУ составляет $L_{\text{выкид}} = 200\text{--}300$ м. Нефтегазожидкостная смесь, поступившая с нескольких выкидных линий в АГЗУ, проходит через нефтегазосборный трубопровод диаметром $D_{\text{нрс}} = 219$ мм к узлу запорной арматуры (УЗА). Расстояние (длина нефтегазосборного трубопровода) от точки подключения нефтегазосбора к АГЗУ до УЗА составляет $L_{\text{УЗА}} = 500\text{--}700$ м. УЗА оборудован электроприводной задвижкой с диаметром условного прохода DN 200 мм. Поступившая эмульсия к УЗА движется по нефтегазосборному трубопроводу, проложенному подземно, на дожимную насосную станцию (ДНС).

Указанное сочетание конструктивного параметра выкидной линии и расположения компенсатора позволяет обеспечить более низкую пульсацию давления при незначительных потерях в пропускной способности.

Выводы

1. Анализ зависимости давления на выкидной линии от вязкости жидкости свидетельствует о том, что протекание процесса нагнетания высоковязкой эмульсии вызывает пульсации давления (амплитудой до 4 % от среднего значения), что подразумевает наличие повышенных нагрузок на узлы насосного агрегата. При низких значениях вязкости отмечается нестабильное поведение системы, вызванное высокочастотными пульсациями давления.

2. Протекание гидродинамических процессов при нагнетании маловязких жидкостей в целом свидетельствует о незначительных изменениях давления. Поэтому оптимизация значения диаметра выкидной линии и расстояния от насоса до компенсатора необходима при эксплуатации штанговых установок, добывающих высоковязкую эмульсию.

3. Установлено, что с увеличением диаметра трубопровода снижается и амплитуда колебаний давления при нагнетании высоковязкой эмульсии, при этом увеличение расстояния между источником нагнетания и компенсатором приводит к приросту амплитуды давления.

4. С учетом обеспечения сохранности пропускной способности трубопроводной системы, а также поддержания минимальных перепадов давления при перекачке высоковязкой эмульсии предложен способ установки компенсатора на расстоянии 0,5–2 м от устья на выкидную линию диаметром 114 или 159 мм с переходом на диаметр 89 мм.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Пат. 2655485 РФ, МПК F 04 В 47/02. Скважинная штанговая насосная установка / К.Р. Уразаков, Р.С. Тухватуллин, В.А. Молчанова, Б.Х. Ишмухаметов, Э.О. Тимашев. 2017123851, Заявлено 05.07.2017; Опубл. 28.05.2018. Бюл. 16.
2. Пат. 164585 РФ, МПК F 04 В 47/02. Скважинная штанговая насосная установка / К.Р. Уразаков, Р.С. Тухватуллин, В.А. Молчанова, Б.Х. Ишмухаметов. 2015140114/03, Заявлено 21.09.2015; Опубл. 10.09.2016. Бюл. 25.
3. Пат. 2277198 РФ, МПК F 16 L 55/04. Гаситель пульсаций / Ф.С. Шемчук. 2004131960/06, Заявлено 03.11.2004; Опубл. 27.05.2006. Бюл. 15.
4. Пат. 2386889 РФ, МПК F 16 L 55/04. Стабилизатор давления / С.Л. Самсонович, В.И. Лалабеков, В.А. Пестунов, А.Б. Мусквик, А.П. Сячин, В.Н. Чубиков. 2008141224/06, Заявлено 17.10.2008; Опубл. 20.04.2010. Бюл. 11.
5. Пат. 2724159 РФ, МПК F 04 В 47/02. Скважинная штанговая насосная установка / К.Р. Уразаков, О.Э. Тимашев, Д.Д. Горбунов, В.А. Молчанова. 2019125688, Заявлено 13.08.2019; Опубл. 22.06.2020. Бюл. 18.
6. Уразаков К.Р., Тимашев Э.О., Молчанова В.А. Моделирование работы погружных плунжерных насосных установок с пневмокомпенсаторами // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. 2020. Т. 331. № 12. С. 51–59. DOI: 10.18799/24131830/2020/12/2938.
7. Уразаков К.Р., Тимашев Э.О., Тухватуллин Р.С. Устьевой пневмокомпенсатор штанговой скважинной насосной установки // Территория «Нефтегаз». 2017. № 12. С. 60–64.
8. Горбунов Д.Д. Экономическая эффективность при изменении конструкции пневмокомпенсатора сферического типа // Инновации и инвестиции. 2019. № 6. С. 378–380.
9. Дорофеев Е.А., Овсянников А.Ю. Теоретическое исследование неравномерности подачи насосов объемного действия с различными законами кинематики поршня // Фундаментальные и прикладные разработки в области технических и физико-математических наук: сб. науч. ст. по итогам работы междунаро. круглого стола. Казань: Конверт, 2018. С. 31–33.
10. Хомяк О.Е. Неравномерность подачи поршневых насосов и методы их устранения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 5. С. 1–5.
11. Щерба В.Е., Шалай В.В., Тегжанов А.С., Дорофеев Е.А., Павлюченко Е.А. К вопросу об уменьшении неравномерности подачи в поршневых насосах

Таким образом, решение указанных задач и соблюдение комплекса рекомендуемых мероприятий может позволить снизить амплитуду колебаний давления на выходе из насоса, тем самым повысить показатели надежности плунжерного насоса и трубопроводной системы.

// Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 6 (699). С. 68–77. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-6-68-77.

12. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: В 10 т. Гидродинамика. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. Т. 4. 736 с.
13. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 319 с.
14. Бабаян Э.В., Черненко А.В. Инженерные расчеты при бурении. М.: Инфра-Инженерия, 2018. 440 с.

REFERENCES

1. Urazakov K.R., Tukhvatullin R.S., Molchanova V.A., Ishmukhametov B.Kh. *Skvazhinnaya shtangovaya nasosnaya ustanovka* [Downhole Sucker Rod Pumping Unit]. Patent RF, No. 164585, 2016. [in Russian].
2. Shemchuk F.S. *Gasitel' pul'satsii* [Pulsation Damper]. Patent RF, No. 2277198, 2006. [in Russian].
3. Samsonovich S.L., Lalabekov V.I., Pestunov V.A., Muskvik A.B., Syachin A.P., Chubikov V.N. *Stabilizator davleniya* [Pressure Stabilizer]. Patent RF, No. 2386889, 2010. [in Russian].
4. Urazakov K.R., Tukhvatullin R.S., Molchanova V.A., Ishmukhametov B.Kh., Timashev E.O. *Skvazhinnaya shtangovaya nasosnaya ustanovka* [Downhole Sucker Rod Pumping Unit]. Patent RF, No. 2655485, 2018. [in Russian].
5. Urazakov K.R., Timashev E.O., Gorbunov D.D., Molchanova V.A. *Skvazhinnaya shtangovaya nasosnaya ustanovka* [Downhole Sucker Rod Pumping Unit]. Patent RF, No. 2724159, 2020. [in Russian].
6. Urazakov K.R., Timashev E.O., Molchanova V.A. *Modelirovanie raboty pogruzhnykh plunzhernykh nasosnykh ustanovok s pnevmokompensatorami* [Simulation of Operation of Downhole Plunger Pumping Installations with Pneumatic Compensators]. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov — Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2020, Vol. 331, No. 12, pp. 51–59. DOI: 10.18799/24131830/2020/12/2938. [in Russian].
7. Urazakov K.R., Timashev E.O., Tukhvatullin R.S. *Ust'evoi pnevmokompensator shtangovoi skvazhinnoi nasosnoi ustanovki* [Wellhead Pneumatic Compensator of the Sucker-Rod Pumping Unit]. *Territoriya «Neftegaz» — Oil and Gas Territory*, 2017, No. 12, pp. 60–64. [in Russian].
8. Gorbunov D.D. *Ekonomicheskaya effektivnost' pri izmenenii konstruktssii pnevmokompensatora sfericheskogo tipa* [Economic Efficiency When Changing the Design of the Spherical Pneumatic Compensator]. *Innovatsii i investitsii — Innovation and Investment*, 2019, No. 6, pp. 378–380. [in Russian].

9. Dorofeev E.A., Ovsyannikov A.Yu. *Teoreticheskoe issledovanie neravnomernosti podachi nasosov ob'emnogo deistviya s razlichnymi zakonami kinematiki porshnya* [Theoretical Study of Uneven Delivery of Positive Displacement Pumps with Different Laws of Piston Kinematics]. *Sbornik nauchnykh statei po itogam raboty mezhdunarodnogo kruglogo stola «Fundamental'nye i prikladnye razrabotki v oblasti tekhnicheskikh i fiziko-matematicheskikh nauk»* [Collection of Scientific Articles Based on the Results of the International Round Table «Fundamental and Applied Developments in the Field of Technical and Physical and Mathematical Sciences»]. Kazan, Konvert Publ., 2018, pp. 31-33 [in Russian].

10. Khomyak O.E. *Neravnomernost' podachi porshnevnykh nasosov i metody ikh ustraneniya* [Uneven Delivery of Piston Pumps and Methods for their Elimination]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroyeniye — BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2018, No. 5, pp. 1-5. [in Russian].

11. Shcherba V.E., Shalai V.V., Tegzhanov A.S., Dorofeev E.A., Pavlyuchenko E.A. *K voprosu ob umen'shenii neravnomernosti podachi v porshnevnykh nasosakh* [On the Issue of Reducing Non-Uniformity of Fluid Supply in Piston Pumps]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroyeniye — BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2018, No. 6 (699), pp. 68-77. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-6-68-77. [in Russian].

12. Landau L.D., Lifshits E.M. *Teoreticheskaya fizika: V 10 T. Gidrodinamika* [Theoretical Physics: In 10 Volumes. Hydrodynamics]. Moscow, Nauka. Gl. red. fiz-mat. lit. Publ., 1986, Vol. 4. 736 p. [in Russian].

13. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of Hydraulic and Pneumatic Drives]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2001. 319 p. [in Russian].

14. Babayan E.V., Chernenko A.V. *Inzhenernye raschety pri burenii* [Engineering Calculations While Drilling]. Moscow, Infra-Inzheneriya Publ., 2018. 440 p. [in Russian].

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Уразакое Камил Рахматуллоевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, Уфа, Россия

Kamil R. Urazakov, Doctor of Engineering Sciences, Professor of Machinery and Equipment for Oil and Gas Fields Department, USPTU, Ufa, Russia

urazakk@mail.ru

Горбунов Данила Денисович, студент кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, Уфа, Россия

Danila D. Gorbunov, Student of Machinery and Equipment for Oil and Gas Fields Department, USPTU, Ufa, Russia

danilka.9898@yandex.ru

Сибазат Гарифович Зубаиров, доктор технических наук, профессор, доцент «Механика и конструирование машин», УГНТУ, Уфа, Россия

Sibagat G. Zubairov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Assistant Professor of Mechanics and Design of Machines Department, USPTU, Ufa, Russia

zubairovsibagat@gmail.com

Статья поступила в редакцию 25.05.2021; одобрена после рецензирования 01.07.2021; принята к публикации 03.09.2021.

The article was submitted 25.05.2021; approved after reviewing 01.07.2021; accepted for publication 03.09.2021.