ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ЗОНЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ УСТЬЕВЫХ ПНЕВМОКОМПЕНСАТОРОВ ШТАНГОВЫХ УСТАНОВОК

EFFECT OF TEMPERATURE IN THE OPERATING AREA ON THE EFFICIENCY OF WELL WELLHEAD PNEUMATIC COMPENSATORS OF ROD-TYPE INSTALLATIONS

А. Н. Зотов
Aleksey N. Zotov

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

Э. О. Тимашев
Eduard O. Timashev

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

К. Р. Уразакوف
Kamil R. Urazakov

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

Рассмотрено влияние изменения температуры окружающей среды на работу устьевого пневмокомпенсатора установок скважинных штанговых насосов (УСШН) в промышленных условиях. Устьевые пневмокомпенсаторы устанавливаются недалеко от устья скважины на выкидной линии для компенсации колебаний давления в насосно-компрессорных трубах при работе УСШН. Данный пневмокомпенсатор представляет собой газовый колпак, параметры которого рассчитаны таким образом, чтобы он обеспечивал заданные коэффициенты пульсации давления. Для этого определяются начальный объем газовой камеры и давление в ней. Расчеты газовых колпаков производятся для температуры 20 °С, но в промышленных условиях возможны значительные колебания температур. Так как невозможно изменять объем газового колпака, то для компенсации влияния колебаний температуры производится расчетное изменение начального давления в нем. Расчеты велись при условии, что процесс изохронный и можно использовать закон Шарля – отношение давления к абсолютной температуре остается постоянным при неизменяемом объеме. В статье показано, что уменьшение температуры на промысле ведет к увеличению коэффициентов пульсации давления, то есть ухудшению работы пневмокомпенсатора. Чем больше коэффициент пульсации давления, под который рассчитан пневмокомпенсатор для температуры 20 °С, тем на большую величину он увеличивается при уменьшении температуры. Для четырех пневмокомпенсаторов с известными параметрами получены величины перепадов давления, в диапазоне от минус 50 °С до 20 °С с шагом 5 °С, которые необходимо компенсировать. Величины максимальных перепадов давления, которые следует компенсировать, при изменении температуры не зависят от объема пневмокомпенсатора, а зависят от начального давления в нем, которое рассчитывается исходя из условий эксплуатации скважин.

The influence of changes in ambient temperature on the operation of the wellhead pneumatic compensator of borehole sucker-rod pumping units installations in field conditions is considered. Wellhead pneumatic compensators are installed close to the wellhead on the flow line to compensate for pressure fluctuations in tubing during operation of borehole sucker-rod pumping units. This pneumatic compensator is a gas cap, the parameters of which are designed to provide the specified pressure pulsation coefficients. For this purpose initial volume of gas chamber and pressure in it are determined. Calculations of gas caps are made for a temperature of 20 °С, but significant temperature fluctuations are

Ключевые слова

штанговая скважинная
насосная установка;
устьевой пневмокомпенсатор;
степень неравномерности
поршневых насосов;
закон Шарля;
объем пневмокомпенсатора

Key words

sucker-rod pumping unit;
wellhead pneumatic compensator;
degree of piston pump
irregularity; Charles's Law;
volume of pneumatic compensator

possible under field conditions. Since it is not possible to change the volume of the gas cap, to compensate for the effect of temperature fluctuations, the design change of the initial pressure in it is made. Calculations were made provided that the process is isochronous and Charles's Law can be used – the ratio of pressure to absolute temperature remains constant at a constant volume. The article shows that the decrease in temperature at the field leads to an increase in pressure pulsation coefficients, i.e., deterioration of the operation of the pneumatic compensator. The higher the pressure pulsation coefficient under which the air compensator for temperature 20 °C is calculated, the larger it increases as the temperature decreases. For four pneumatic compensators with known parameters, pressure drops were obtained in the range from minus 50 °C to 20 °C with a step of 5 °C, which must be compensated. The values of the maximum pressure drops that should be compensated when the temperature changes do not depend on the volume of the pneumatic compensator, but depend on the initial pressure in it, which is calculated based on the operating conditions of the wells.

При работе установок скважинных штанговых насосов (УСШН) происходят колебания давления в выкидной линии скважины и насосно-компрессорных трубах (НКТ). Для уменьшения максимальных давлений при работе УСШН, а следовательно, и снижения экстремальных нагрузок на штанги следует компенсировать колебания давления [1]. Существуют глубинные пневмокомпенсаторы УСШН в виде газовых колпаков, соединенных с НКТ [2, 3]. Промысловые испытания показали, что максимальные нагрузки на штанги могут быть уменьшены в 1,15–1,4 раза [4].

В статьях [1, 5, 6] предложены устьевые пневмокомпенсаторы для компенсации колебаний давления жидкости в НКТ и выкидной линии скважины, находящиеся в непосредственной близости от устья скважины на выкидной линии. На рисунке 1, а представлен такой пневмокомпенсатор, который можно рассматривать как обычную пневмопружину. В качестве такой пневмопружины может быть использован сферический (диафрагменный) пневмокомпенсатор (б) — газовый колпак. В статье [6] показано, что при работе УСШН степень неравномерности скважинного на-

соса может быть значительно больше, почти в два раза, максимально возможной для обычных одноцилиндровых поршневых насосов одинарного действия. Это подтверждает необходимость применения устьевых пневмокомпенсаторов при работе УСШН. Значения коэффициентов пульсации давления принимались в пределах от 0,10 до 0,35 [5, 6]. Для обеспечения этих коэффициентов определялись начальный объем газа пневмокомпенсатора и начальное давление в нем (рисунок 1, б). Коэффициент пульсации давления можно определить по следующей формуле [7, 8]:

$$\delta_p = \frac{m \cdot V_{из}}{V_0} \cdot \frac{p_{ср}}{p_0}, \quad (1)$$

где m — показатель полтропы (процесс изменения состояния газа близок к адиабатическому), принято $m = 1$ [9]; $V_{из}$ — изменение объема газа в пневмокомпенсаторе за один двойной ход кривошипа станка качалки [10–12]; V_0 — начальный объем газовой камеры пневмокомпенсатора, определяемый конструкцией газового колпака (рисунок 1, б); $p_{ср}$ — среднее значение давления в выкидной линии при работе УСШН; p_0 — начальное давление в газовой камере пневмокомпенсатора.

Рисунок 1. Устьевой пневмокомпенсатор

При работе устьевого пневмокомпенсатора температура окружающей среды может изменяться в широких пределах. В данной статье рассмотрено, как меняются параметры устьевого пневмокомпенсатора при изменении температуры от минус 50 °С до 50 °С. Первоначально параметры пневмокомпенсатора рассчитывались для температуры 20 °С. Так как объем существующей газовой камеры пневмокомпенсатора остается постоянным, то принимаем, что процесс изохорный [13]. Следовательно, можно использовать закон Шарля:

$$\frac{P_0}{T_0} = \frac{P_{02}}{T_2}, \quad (2)$$

где $T_0 = 293$ — начальная температура в Кельвинах, для которой рассчитаны параметры пневмокомпенсаторов; p_{02} — начальное давление в пневмокомпенсаторе при изменении температуры; T_2 — рабочая температура пневмокомпенсатора в Кельвинах.

С учетом выражения (2) формулу (1) для определения коэффициента пульсации давления при температуре на промысле (T_2) можно переписать в следующем виде:

$$\delta_p = \frac{m \cdot V_{из} \cdot p_{ср} \cdot T_0}{V_0 \cdot p_0 \cdot T_2}. \quad (3)$$

При установившемся режиме для конкретной скважины в формуле (3) переменной величиной является только температура T_2 . Согласно этой формуле, увеличение этой температуры уменьшит коэффициент δ_p , что будет благоприятно влиять на работу пневмокомпенсатора, следовательно интересен диапазон температур работы пневмокомпенсаторов от минус 50 °С до 20 °С. Для анализа влияния температуры на работу устьевого пневмокомпенсатора использованы данные четырех скважин: 9105, 9106, 5678, 826

[6]. В таблице 1 приведены величины начального давления p_0 и начального объема V_0 для каждой скважины.

В таблице 2 приведены значения $V_{из}$ и $p_{ср}$ для каждой из рассмотренных скважин.

По данным таблиц 1 и 2, входящим в формулу (3), получены зависимости $\delta_p(T_2)$, представленные на рисунке 2. Горизонтальная прямая, определенная величиной $\delta_p^* = 0,35$, ограничивает максимально допустимое значение коэффициента пульсации давления. Следует отметить, что превышение максимально возможного значения δ_p^* при изменении температуры в рассмотренном диапазоне наблюдается только для кривых 5 ($\delta_p = 0,3$) и 6 ($\delta_p = 0,35$). Превышение допустимого значения для кривой 6 происходит, примерно, при 293 К (≈ 20 °С) для всех рассмотренных вариантов.

Разница значений коэффициента δ_p в диапазоне от минус 50 °С до 50 °С тем меньше, чем меньше само значение δ_p , $\Delta_1 < \Delta_6$. Эта разница в зависимости от величины δ_p определяется по следующей формуле:

$$\Delta_k = \frac{m \cdot V_{из} \cdot p_{ср} \cdot T_0}{V_0 \cdot p_0 \cdot T_{21}} - \frac{m \cdot V_{из} \cdot p_{ср} \cdot T_0}{V_0 \cdot p_0 \cdot T_{22}}, \quad (4)$$

где $k = 1$ ($\delta_{p0}=0,1$), 2 ($\delta_{p0}=0,15$), 3 ($\delta_{p0}=0,20$), 4 ($\delta_{p0}=0,25$), 5 ($\delta_{p0}=0,3$), 6 ($\delta_{p0}=0,35$); $m = 1$; $V_{из}$, $p_{ср}$ определяются по таблице 2 соответственно номеру скважины; $T_0=293$ К (20 °С) — температура, для которой рассчитаны пневмокомпенсаторы; p_0 — начальное давление в газовой камере, определяется по таблице 1 по номеру скважины; V_0 — начальный объем газовой камеры пневмокомпенсатора, определяется по таблице 1 по номеру скважины и по коэффициенту δ_{p0} ; $T_{21}=223$ К (–50 °С); $T_{22}=323$ К (50 °С).

Из рисунка 2 следует, что при увеличении температуры величина δ_p снижается. Следова-

Таблица 1. Величины начального давления p_0 и начального объема V_0 рассмотренных скважин

δ_p	Скв. 9105 $p_0 = 425961,9 \frac{H}{M^2}$	Скв. 9106 $p_0 = 430357,2 \frac{H}{M^2}$	Скв. 5678 $p_0 = 440612,9 \frac{H}{M^2}$	Скв. 826 $p_0 = 630948,5 \frac{H}{M^2}$
0,10	0,04300	0,03135	0,01711	0,03491
0,15	0,02866	0,02090	0,01141	0,02327
0,20	0,021499	0,01567	0,00855	0,01745
0,25	0,01717	0,01254	0,00684	0,01396
0,30	0,01434	0,01045	0,00570	0,01164
0,35	0,01228	0,00895	0,00488	0,00997

Таблица 2. Значения $V_{из}$ и $p_{ср}$ рассмотренных скважин

Параметры	Скважина 9105	Скважина 9106	Скважина 5678	Скважина 826
$V_{из}, M^3$	0,00278	0,00207	0,00124	0,00224
$p_{ср} \times 10^5 \frac{H}{M^2}$	6,58841	6,517136	6,07849	9,83241

1 — $\delta_{p0}=0,1$; 2 — $\delta_{p0}=0,15$; 3 — $\delta_{p0}=0,20$; 4 — $\delta_{p0}=0,25$; 5 — $\delta_{p0}=0,3$; 6 — $\delta_{p0}=0,35$

δ_{p0} — коэффициент пульсации давления, для которого рассчитаны параметры пневмокомпенсатора при температуре 20 °С

Рисунок 2. Коэффициенты пульсации давления для скважин 826 (а), 5678 (б), 9106 (в), 9105 (г) при изменении температуры от минус 50 °С до 50 °С (по формуле (3))

вательно, для сохранения эффективности работы пневмокомпенсатора надо должным образом изменять давление в газовой камере только при снижении температуры ниже 20 °С. При превышении температуры выше 20 °С коэффициент δ_p будет уменьшаться, то есть устьевой пневмокомпенсатор будет более эффективным.

Для определения разницы давлений Δp , которую необходимо компенсировать, при снижении температуры ниже 20 °С при постоянном объеме газовой камеры, согласно закону Шарля, можно использовать формулу:

$$\Delta p = \frac{p_0 \cdot T_2}{T_0} - p_0 \quad (5)$$

В таблице 3 представлены перепады давления при температурах ниже 20 °С, которые необходимо компенсировать в пневмокомпенсаторах для скважин 9105, 9106, 5678, 826. Так как по формуле (5) значения Δp отрицательны, то это означает, что на эти величины надо увеличить давление p_0 для каждого рассмотренного пневмокомпенсатора.

На рисунке 3 показаны зависимости перепадов давлений от температуры (по формуле (5)) для пневмокомпенсаторов четырех рас-

Таблица 3. Величины перепадов давления в пневмокомпенсаторах $|\Delta p|$, $\frac{H}{M^2}$ в зависимости от температуры, которые необходимо компенсировать

$t, ^\circ\text{C}$	Скв. 9105 $p_0 = 425961,9 \frac{H}{M^2}$	Скв. 9106 $p_0 = 430357,2 \frac{H}{M^2}$	Скв. 5678 $p_0 = 440612,9 \frac{H}{M^2}$	Скв. 826 $p_0 = 630948,5 \frac{H}{M^2}$
15	7268,97	7343,98	7518,99	10767,04
10	14537,95	14687,96	15037,98	21534,08
5	21806,92	22031,94	22556,97	32301,12
0	29075,90	29375,92	30075,97	43068,16
-5	36344,87	36719,90	37594,96	53835,20
-10	43613,85	44063,88	45113,95	64602,23
-15	50882,82	51407,86	52632,94	75369,27
-20	58151,79	58751,84	60151,93	86136,31
-25	65420,77	66095,82	67670,92	96903,35
-30	72689,74	73439,79	75189,91	107670,39
-35	79958,72	80783,77	82708,91	118437,43
-40	87227,69	88127,75	90227,90	129204,47
-45	94496,67	95471,73	97746,89	139971,51
-50	101765,64	102815,71	105265,88	150738,55

смотренных скважин. Как видно из рисунка 3, величины максимальных перепадов давлений не зависят от объема пневмокомпенсатора, а

зависят от начального давления в нем, которое рассчитывается исходя из условий эксплуатации скважин.

- 1 — $p_0 = 440612,9 \frac{H}{m^2}$, (скв. 5678, Δp_1); 2 — $p_0 = 430357,2 \frac{H}{m^2}$, (скв. 9106, Δp_2);
3 — $p_0 = 630948,5 \frac{H}{m^2}$, (скв. 826, Δp_3); 4 — $p_0 = 425961,9 \frac{H}{m^2}$, (скв. 9105, Δp_3)

Рисунок 3. Зависимость перепадов давлений от температуры (по формуле (5))

Выводы

1. Коэффициенты пульсации давления пневмокомпенсаторов увеличиваются с понижением температуры, что характеризует снижение эффективности их работы.

2. Для компенсации влияния температуры на работу пневмокомпенсаторов предлагается увеличивать на расчетную величину начальное давление в них, рассчитанное для температуры 20 °С.

3. Расчеты перепадов давления в пневмокомпенсаторах велись при условии, что процесс изохронный и можно использовать закон Шарля — отношение давления к абсолютной

температуре остается постоянным при неизменяемом объеме.

4. Получены величины перепадов давления, в диапазоне от минус 50 °С до 20 °С с шагом 5 °С, которые необходимо компенсировать для четырех рассмотренных пневмокомпенсаторов.

5. Величины максимальных перепадов давлений, которые следует компенсировать, при изменении температуры не зависят от объема пневмокомпенсатора, а зависят от начального давления в нем, которое рассчитывается исходя из условий эксплуатации скважин.

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Уразаков К.Р., Тимашев Э.О., Тухватуллин Р.С. Устьевой пневмокомпенсатор штанговой скважинной насосной установки // Территория «Нефтегаз». 2017. № 12. С. 60–64.
2. Пат. 1101583 СССР, МПК F 04 В 47/02. Скважинная штанговая насосная установка / Н.Ф. Кагарманов, К.Р. Уразаков, В.З. Минликаев, Р.М. Мардаганеев. 3581344, Заявлено 20.04.1983; Опубл. 07.07.1984. Бюл. 25.
3. Пат. 1204792 СССР МПК F 04 В 47/02. Скважинная штанговая насосная установка / Р.З. Ахмадишин, К.Р. Уразаков, А.Ш. Сыртланов. 3768779, Заявлено 12.07.1984; Опубл. 15.01.1986. Бюл. 2.
4. Уразаков К.Р., Богомольный Е.И., Сейтпагамбетов Ж.С., Газаров А.Г. Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводнённых скважин. М.: Недра, 2003. 303 с.

5. Зотов А.Н., Тимашев Э.О., Уразаков К.Р. Методы гашения колебаний давления на устье штанговых установок // Нефтегазовое дело. 2018. Т. 16. № 6. С. 56–64. DOI: 10.17122/ngdelo-2018-6-56-64.

6. Зотов А.Н., Тимашев Э.О., Уразаков К.Р. Методика расчета параметров устьевых пневмокомпенсаторов скважинных штанговых установок // Нефтегазовое дело. 2019. Т. 17. № 6. С. 79–86. DOI: 10.17122/ngdelo-2019-6-79-86.

7. Галимуллин М.Л. Разработка технических средств повышения работоспособности скважинных плунжерных насосов: дис. ... канд. техн. наук. Уфа: УГНТУ, 2004. 122 с.

8. Щуров И.В. Повышение эффективности эксплуатации скважин за счет оптимизации кинематических характеристик штанговых насосов: дис. ... канд. техн. наук. Самара: СГТУ, 2002. 119 с.

9. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Политехника, 1990. 272 с.

10. Молчанов А.Г., Чичеров В.Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. М.: Недра, 1983. 308 с.
11. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. М.: Недра, 1979. 213 с.
12. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. М.: Недра, 1988. 501 с.
13. Кудрявцев П.С. История физики. Т. 1. От античной физики до Менделеева. М.: Учпедгиз, 1956. 564 с.

REFERENCES

1. 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].
2. Kagarmanov N.F., Urazakov K.R., Minlikaev V.Z., Mardaganeev R.M. *Skvazhinnyaya shtangovaya nasosnaya ustanovka* [Downhole Sucker Rod Pumping Unit]. Patent USSR, No. 1101583, 1984. [in Russian].
3. Akhmadishin R.Z., Urazakov K.R., Syrtlanov A.Sh. *Skvazhinnyaya shtangovaya nasosnaya ustanovka* [Downhole Sucker Rod Pumping Unit]. Patent USSR, No. 1204792, 1986. [in Russian].
4. Urazakov K.R., Bogomolnyi E.I., Seitpagambetov Zh.S., Gazarov A.G. *Nasosnaya dobycha vysokoviskozoi nefti iz naklonnykh i obvodnennykh skvazhin* [Pumping Production of High-Viscosity Oil from Deviated and Water-Cut Wells]. Moscow, Nedra Publ., 2003. 303 p. [in Russian].
5. Zotov A.N., Timashev E.O., Urazakov K.R. Metody gasheniya kolebaniy davleniya na ust'e shtangovykh ustanovok [Methods of Pressure Damping upon the Ostium of Sucker Rod Pumps]. *Neftegazovoe delo — Petroleum Engineering*, 2018, Vol. 16, No. 6, pp. 56–64. DOI: 10.17122/ngdelo-2018-6-56-64. [in Russian].
6. Zotov A.N., Timashev E.O., Urazakov K.R. Metodika rascheta parametrov ust'evykh pnevmokompensatorov skvazhinnykh shtangovykh ustanovok [Calculation Method of Wellhead Pneumatic Compensators of Sucker Rod Pumps]. *Neftegazovoe delo — Petroleum Engineering*, 2019, Vol. 17, No. 6, pp. 79–86. DOI: 10.17122/ngdelo-2019-6-79-86. [in Russian].
7. Galimullin M.L. *Razrabotka tekhnicheskikh sredstv povysheniya rabotosposobnosti skvazhinnykh plunzhernykh nasosov: dis. kand. tekhn. nauk* [Development of Technical Means to Improve the Performance of Downhole Plunger Pumps: Cand. Engin. Sci. Diss.]. Ufa, UGNTU Publ., 2004. 122 p. [in Russian].
8. Shchurov I.V. *Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii skvazhin za schet optimizatsii kinematicheskikh kharakteristik shtangovykh nasosov: dis. kand. tekhn. nauk* [Improving the Efficiency of Well Operation by Optimizing the Kinematic Characteristics of Sucker Rod Pumps: Cand. Engin. Sci. Diss.]. Samara, SGTU Publ., 2002. 119 p. [in Russian].
9. Panovko Ya.G. *Osnovy prikladnoi teorii kolebaniy i udara* [Fundamentals of Applied Vibration and Impact Theory]. Leningrad, Politehnika Publ., 1990. 272 p. [in Russian].
10. Molchanov A.G., Chicherov V.L. *Neftepromyslovye mashiny i mekhanizmy* [Oilfield Machines and Mechanisms]. Moscow, Nedra Publ., 1983. 308 p. [in Russian].
11. Adonin A.N. *Dobycha nefti shtangovymi nasosami* [Extraction of Oil by Sucker Rod Pumps]. Moscow, Nedra Publ., 1979. 213 p. [in Russian].
12. Bagramov R.A. *Burovye mashiny i komplekсы* [Drilling Machines and Complexes]. Moscow, Nedra Publ., 1988. 501 p. [in Russian].
13. Kudryavtsev P.S. *Istoriya fiziki. T. 1. Ot antichnoi fiziki do Mendeleeva* [History of Physics. Volume 1. From Ancient Physics to Mendeleev]. Moscow, Uchpedgiz Publ., 1956. 564 p. [in Russian].

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ
ABOUT THE AUTHORS

Зотов Алексей Николаевич, д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры «Механика и конструирование машин», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Aleksey N. Zotov, Doctor of Engineering Sciences, Associated Professor, Professor of Mechanics and Machine Design Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: anz21963@yandex.ru

Тимашев Эдуард Олегович, канд. техн. наук, докторант, УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Eduard O. Timashev, Candidate of Engineering Sciences, Doctorant, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: mongp2017@mail.ru

Уразов Камил Рахматулович, д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

Kamil R. Urazakov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Professor of Oil and Gas Field Machinery and Equipment Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: urazakk@mail.ru