DOI: 10.25515/PMI.2018.1.70

УДК 622.276.53.054.23:621.67-83

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПНЕВМОКОМПЕНСАТОРА С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ В УСТАНОВКЕ ЭЛЕКТРОПОГРУЖНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

А.Н.ЗОТОВ[1], **К.Р.УРАЗАКОВ**[1], **Е.Б.ДУМЛЕР**[2]
[1] *Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия*
[2] *Альметьевский государственный нефтяной институт, Альметьевск, Россия*

Предложены пневмокомпенсаторы УЭЦН с квазинулевой жесткостью. Пневмокомпенсатор с квазинулевой жесткостью предлагается выполнить в виде совокупностей пневмопружины, имеющих силовую характеристику с рабочим участком положительной жесткости и пакета последовательно соединенных тарельчатых пружин и силовую характеристику с рабочим участком отрицательной жесткости. Конструктивно, пакет тарельчатых пружин расположен внутри пневмопружины и подпирает ее поршень. В результате сложения отрицательной жесткости пакета тарельчатых пружин и положительной жесткости пневмопружины результирующая система (предлагаемый пневмокомпенсатор) приобретает квазинулевую или заданную малую жесткость.

Эффективность рассматриваемого пневмокомпенсатора определялась возможностью перемещения его поршня от воздействия различных перепадов давления. Предполагалось, чем на большее расстояние может переместиться поршень при заданном воздействии, тем эффективнее пневмокомпенсатор. Смоделировано воздействие на поршень различных сил, возникающих при перепадах давления на выкиде установок электроцентробежных погружных насосов (УЭЦН): быстро исчезающей нагрузки; внезапно увеличивающейся силы; колебательного воздействия. Во всех рассмотренных примерах перемещение поршня составило несколько метров, что соответствует длине рабочего участка силовой характеристики рассмотренного пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью. Показано, что существующие пневмокомпенсаторы, представляющие собой газовые колпаки, принципиально не в состоянии обеспечить то же перемещение поршня при тех же воздействиях на него. Для их эффективной работы размер газового колпака должен составлять несколько десятков метров, что невозможно в условиях скважины. В приведенных расчетах показана возможность изготовления необходимых тарельчатых пружин из различных материалов: стали; стеклопластика СВАМ; бериллиевой бронзы. Особый интерес представляют тарельчатые пружины из бериллиевой бронзы, способные выдержать до 20 миллиардов циклов нагрузки.

***Ключевые слова*:** пневмокомпенсатор, пневмопружина, установки электроцентробежных погружных насосов, квазинулевая жесткость, отрицательная жесткость, тарельчатые пружины

Как цитировать эту статью: Зотов А.Н. Моделирование работы пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью в установке электропогружного центробежного насоса / А.Н.Зотов, К.Р.Уразаков, Е.Б.Думлер // Записки Горного института. 2018. Т. 229. С. 70-76. DOI: 10.25515/PMI.2018.1.70

Для компенсации колебаний давления на выкидной линии установок электроцентробежных погружных насосов (УЭЦН) разработан пневмокомпенсатор, имеющий силовую характеристику (зависимость восстанавливающей силы от перемещения) с рабочим участком квазинулевой жесткости. На этом участке восстанавливающая сила практически постоянна и не зависит от перемещения поршня пневмокомпенсатора [1].

Системы с квазинулевой жесткостью известны с 70-х годов прошлого века и предложены впервые советским ученым П.М.Алабужевым в основном для виброзащиты [4]. В системе П.М.Алабужева, как и в большинстве существующих систем с квазинулевой жесткостью [8], рабочий участок получен путем сложения положительной и отрицательной жесткости. Для получения отрицательной жесткости (угол наклона касательной к силовой характеристике меньше нуля [9]) в системе П.М.Алабужева использована ферма Мизеса. Для получения положительной жесткости (угол наклона касательной к силовой характеристике больше нуля) использована обычная пружина. Параметры системы подобраны таким образом, чтобы при сложении силовых характеристик фермы Мизеса с отрицательной жесткостью и пружины с положительной жесткостью получалась суммарная силовая характеристика с рабочим участком квазипостоянной силы с квазинулевой жесткостью – угол наклона касательной к силовой характеристике на этом участке примерно равен нулю.

В существующих виброзащитных системах с квазинулевой жесткостью попадание на рабочий участок силовой характеристики обеспечивается нагружением данных систем весом защищаемого от вибрации объекта [7].

В нашем рассматриваемом случае сила, действующая на поршень пневмокомпенсатора на приеме насоса, направлена вверх и определяется по формуле

$$F_{\Sigma}^{AB} = pS,$$

где p – давление на приеме насоса, МПа; S – площадь поршня пневмокомпенсатора, м^2 (рис.1).

DOI: 10.25515/PMI.2018.1.70

Вес поршня из-за его малости не учитывался. В предлагаемом пневмокомпенсаторе с квазинулевой жесткостью для получения отрицательной жесткости использован пакет последовательно соединенных тарельчатых пружин, который расположен внутри пневмокомпенсатора (пневмопружины) (рис.1).

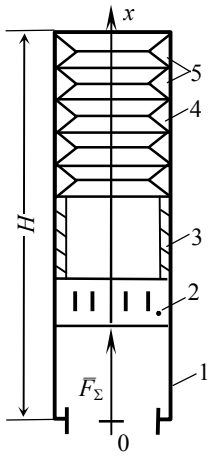


Рис.1. Схема пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – втулка; 4 – тарельчатые пружины; 5 – прокладки

Известно, что силовая характеристика тарельчатой пружины при определенном соотношении размеров (рис.2) может иметь участок силовой характеристики с отрицательной жесткостью [1].

Количество последовательно расположенных тарельчатых пружин обеспечивает длину рабочего участка силовой характеристики с квазинулевой жесткостью. Суммарная силовая характеристика пневмокомпенсатора определяется по формуле

$$F_\Sigma = \frac{p_0(\frac{\pi D^2}{4})H}{(H-x)} + 8\pi Es(\frac{x}{N})\times$$

$$\times \frac{\left\{(f-(\frac{x}{N}))(f-(\frac{x}{N})/2)\left[\frac{(D+d)}{2(D-d)} - \frac{1}{\ln(D/d)}\right] + s^2\ln(\frac{D}{d})/12\right\}}{(D-d)^2}, \quad (1)$$

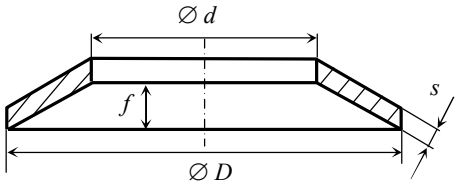


Рис.2. Тарельчатая пружина

где p_0 – начальное давление в пневмокомпенсаторе; H – высота цилиндра пневмокомпенсатора (см. рис.1); N – количество тарельчатых пружин; E – модуль упругости первого рода материала тарельчатой пружины; s – толщина конуса тарельчатой пружины (рис.2); x –осадка тарельчатой пружины; f – высота конуса тарельчатой пружины; D – внешний диаметр тарельчатой пружины; d – внутренний диаметр тарельчатой пружины.

Первое слагаемое определяет восстанавливающую силу пневмопружины, второе – восстанавливающую силу пакета последовательно соединенных тарельчатых пружин.

Принимая $f = 0{,}005$ м; $D = 0{,}056$ м; $E = 2{,}1\cdot10^{11}$ Н/м^2, необходимо подобрать такие значения p_0, s, N, d, чтобы, с одной стороны, зависимость $F_\Sigma(x)$ имела участок квазинулевой жесткости (квазипостоянной силы F_Σ^{AB}), а с другой – попадание на начало рабочего участка с квазинулевой жесткостью (точка A, рис.3) должно обеспечиваться заданным давлением p на выкидной линии УЭЦН ($F_\Sigma^{AB} \approx pS$).

На рис.3 представлены зависимости F_Σ, F, P, полученные по формуле (1), где F – первое слагаемое уравнения, а P – второе. Параметры пневмокомпенсатора подобраны таким образом, чтобы эта сила перемещала поршень на рабочий участок AB силовой характеристики с квазинулевой жесткостью. Параметры p_0, s, N, d подобраны таким образом, чтобы при сложении участков силовой характеристики с отрицательной жесткостью $A'B'$ и положительной жесткостью $A''B''$ был получен участок с квазинулевой жесткостью AB.

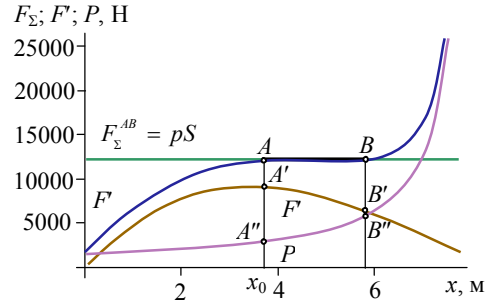


Рис.3. Силовая характеристика пневмоконденсатора с квазинулевой жесткостью (F_Σ^{AB} на участке AB):

F' – силовая характеристика пакета тарельчатых пружин; x_0 – координата точки A; P – силовая характеристика пневмопружины; F_Σ – результирующая силовая характеристика

Силовая характеристика (рис.3) пневмокомпенсатора рассчитана для давления p = 50 атм на выкидной линии УЭЦН с площадью поршня $S \approx 0{,}0025$ м^2 и высотой поршня $H = 8$ м ($F_\Sigma^{AB} = pS \approx 12315$ Н). Оказалось, что можно полу-

DOI: 10.25515/PMI.2018.1.70

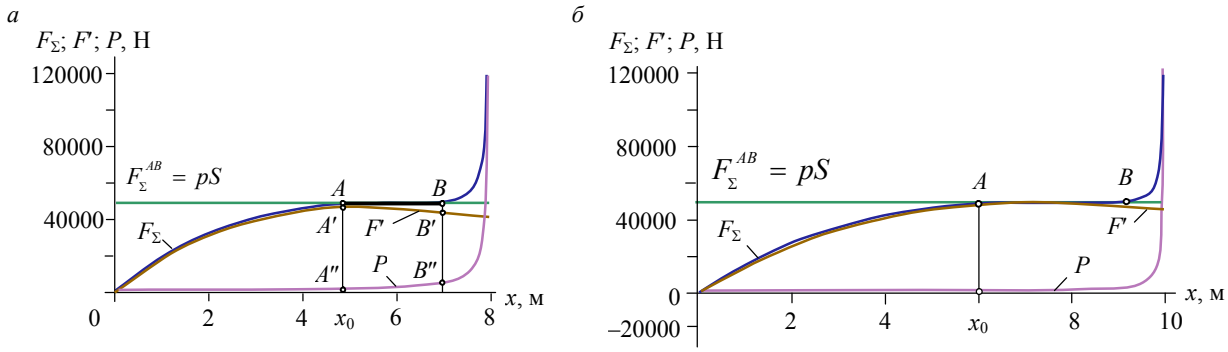


Рис.4. Две силовые характеристики пневмоконденсатора с квазинулевой жесткостью: *а* – $p_0 = 3\cdot10^5$ Н/м^2, $s = 0{,}028$ м, $N = 1594$, $d = 0{,}026$ м, $H = 8$ м; *б* – $p_0 = 10^5$ Н/м^2, $s = 0{,}027$ м, $N = 2260$, $d = 0{,}032$ м, $H = 10$ м
Условные обозначения см. на рис.3

чить силовые характеристики для заданного давления на выкидной линии УЭЦН с одной и той же квазипостоянной силой F_Σ^{AB} при различных параметрах p_0, s, N, d, H (величины f, D, E постоянны).

На рис.4 представлены две силовые характеристики с квазинулевой жесткостью с одной и той же квазипостоянной величиной $F_\Sigma^{AB} \approx 49260$ Н для давления на выкидной линии насоса $p =$ = 200 атм, но при разных параметрах p_0, s, N, d, H (при постоянных f, D, E) (определены по формуле (1)). При действии давления на выкидной линии электропогружного насоса на поршень пневмокомпенсатора начало системы координат переместится в точку A (рис.3, 4).

Тогда уравнение, определяющее восстанавливающую силу, будет иметь вид

$$\hat{F}_\Sigma = F_\Sigma(x - x_0) - pS\,, \tag{2}$$

где F_Σ определяется по формуле (1).

Для определения координаты x_0 сила $F_\Sigma^{AB} = pS$ приравнена к силе F_Σ:

$$pS = \frac{p_0\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)H}{(H - x_0)} + 8\pi Es\left(\frac{x_0}{N}\right)\frac{\left\{(f - (\frac{x_0}{N}))(f - (\frac{x_0}{N})/2)\left[\frac{(D+d)}{2\cdot(D-d)} - \frac{1}{\ln(D/d)}\right] + s^2\ln(\frac{D}{d})/12\right\}}{(D-d)^2}. \tag{3}$$

Силовая характеристика, описываемая уравнением (2), показана на рис.5. Здесь представлен участок силовой характеристики с квазинулевой жесткостью AB (см. рис.4, *б*) в других координатах с учетом действия давления на выкиде УЭЦН. Действие сил сухого трения $F_{тр}$ образуют петлю гистерезиса. При движении поршня пневмоконденсатора его координата будет изменяться по направлению стрелок.

Рассмотрим движение поршня пневмоконденсатора при изменении давления на забое. Типичные воздействия на поршень от перепадов давления на выкиде УЭЦН можно разделить на три вида: быстро исчезающая нагрузка (рис.6, *а*); внезапное увеличение силы, действующей на поршень (рис.6, *б*); колебательное воздействие (рис.6, *в*).

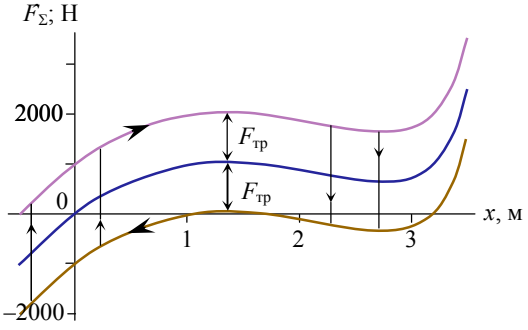


Рис.5. Рабочий участок силовой характеристики ПК с петлей гистерезиса

Каждое предложенное воздействие можно описать аналитически. Функция, описывающая быстро исчезающую нагрузку, $F_1 = (A_1 th[\omega(t - t_0)] + A_1)$ $(A_1 -$ $- A_1 th[\omega_1(t - t_0)])$.

Функция, описывающая внезапное изменение силы, действующей на поршень, $F_2 = (A_2 th[\omega_2 t])$. Функция, описывающая колебательное воздействие, $F_3 = (A_3\cos[\omega_3 t])$. Значения амплитуд A_1, A_2, A_3 подбирались такие ($A_1 = 50$ Н$^{1/2}$; $A_2 = 2500$ Н; $A_3 = 2500$ Н), чтобы максимальные усилия, действующие на поршень пневмокомпенсатора, были равны:

DOI: 10.25515/PMI.2018.1.70

$$F_{1_{max}} = F_{2_{max}} = F_{3_{max}} = 2500 \text{ Н}.$$

Коэффициенты ω_1, ω_2 определяют величины $\Delta 1$, $\Delta 2$, показанные на рис.6. Величина $\Delta 1$ определяет ширину быстро исчезающей нагрузки; величина $\Delta 2$ – быстроту изменения силы, действующей на поршень пневмокомпенсатора (рис.6, *б*). Коэффициент ω_3 определяет период колебаний усилий T, действующих на поршень пневмокомпенсатора (рис.6, *в*).

Из-за сложности определения напора УЭЦН при его совместной работе с пневмокомпенсатором с квазинулевой жесткостью эффективность предлагаемого устройства определялась возможностью его перемещения при действии на него перепадов давления. Предполагалось – чем на большее расстояние перемещается поршень пневмокомпенсатора при воздействии на него заданных перепадов давления на выкидной линии УЭЦН, тем эффективнее работа пневмокомпенсатора.

Рассмотрим движение поршня пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью при воздействии на него быстро изменяющейся силы (рис.6, *а*). Дифференциальное уравнение, описывающее это движение, имеет вид

$$m\ddot{x} = (A_1 th[\omega_1(t - t_0)] + A_1) \times$$

$$\times (A_1 - A_1 th[\omega_1(t - t_0)]) - F_{\Sigma}(x) - F_{тр}\text{sign}[\dot{x}], \qquad (4)$$

где $m = 0{,}2$ кг – масса поршня (произвольное значение); $t_0 = 2$ с – сдвиг по времени быстроизменяющейся силы; $F_{\Sigma}(x)$ – результирующая восстанавливающая сила на участке квазинулевой жесткости [см. формулу (1), рис.5].

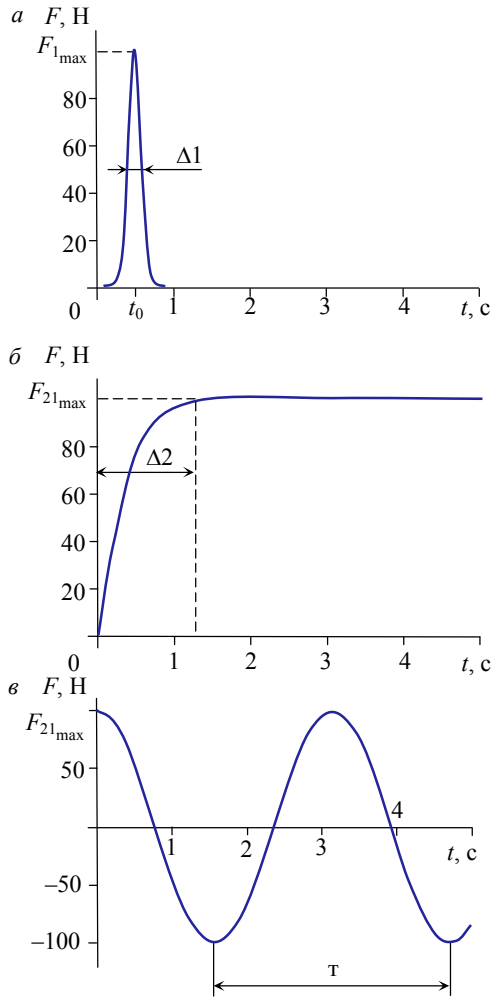


Рис.6. Типичные силы, действующие на поршень пневмокомпенсатора УЭЦН: *а* – быстро исчезающая нагрузка; *б* – внезапное увеличение силы, действующей на поршень; *в* – колебательное воздействие

Приняты следующие значения параметров: $H = 10$ м; $f = 0{,}005$ м; $D = 0{,}056$ м; $d = 0{,}032$ м; $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Н/м^2; $p_0 = 10^5$ Н/м^2; $N = 2260$; $s = 0{,}0027$ м; $F_{тр} = 200$ Н – постоянная сила сухого трения, действующая на поршень пневмокомпенсатора (произвольное значение).

На рис.7 представлены зависимости координаты поршня пневмокомпенсатора от времени при воздействии быстро исчезающей нагрузки (см.рис.6, *а*), полученные численным решением

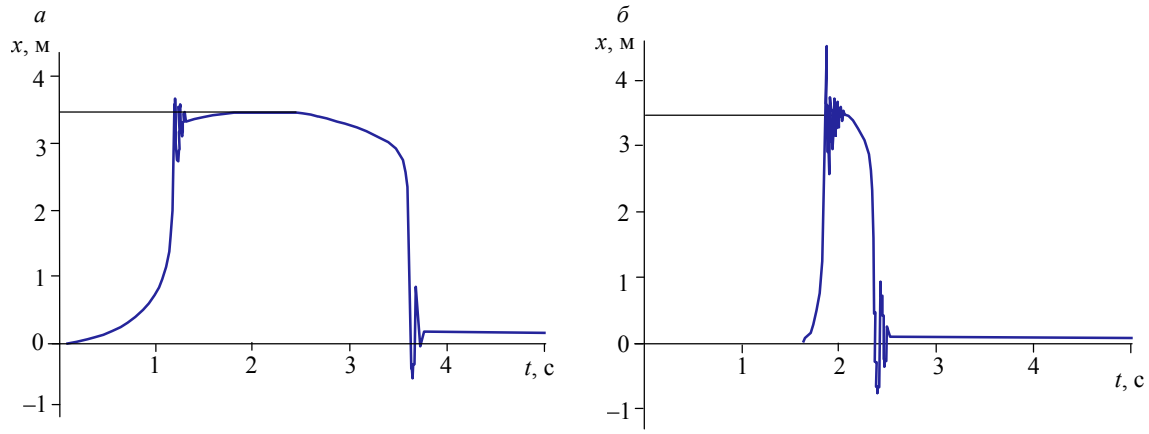


Рис.7. Зависимости координаты поршня пневмокомпрессора с квазинулевой жесткостью от времени при воздействии быстро исчезающей нагрузки: *а* – $\omega_1 = 1$ с$^{-1}$; *б* – $\omega_1 = 5$ с$^{-1}$

DOI: 10.25515/PMI.2018.1.70

дифференциального уравнения (4). Как видно из рисунка, при разных значениях ω_1 максимальное смещение поршня составляет примерно 3,5 м. При других коэффициентах ω_1 максимальные смещения поршня будут такими же (здесь не приводятся).

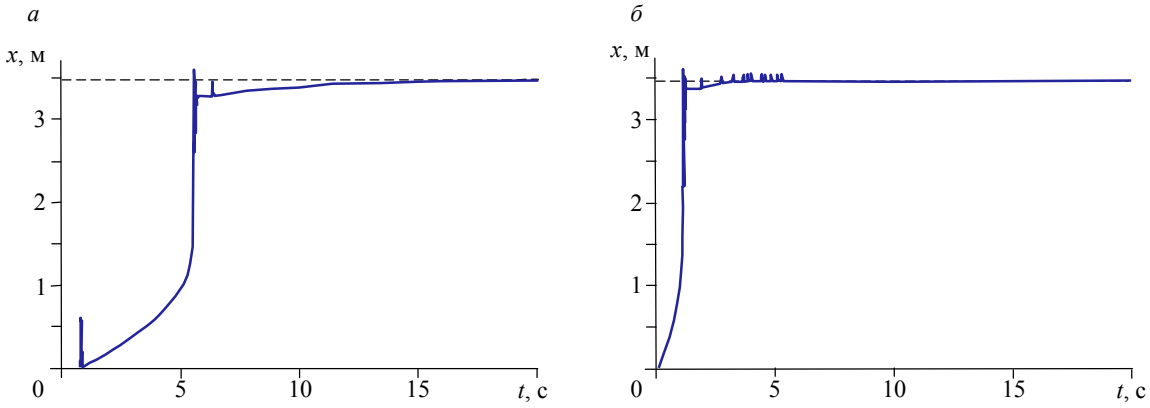


Рис.8. Зависимости координаты поршня пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью от времени при действии внезапно увеличивающейся силы: *а* – $\omega_2 = 0{,}1$ с$^{-1}$; *б* – $\omega_2 = 0{,}5$ с$^{-1}$

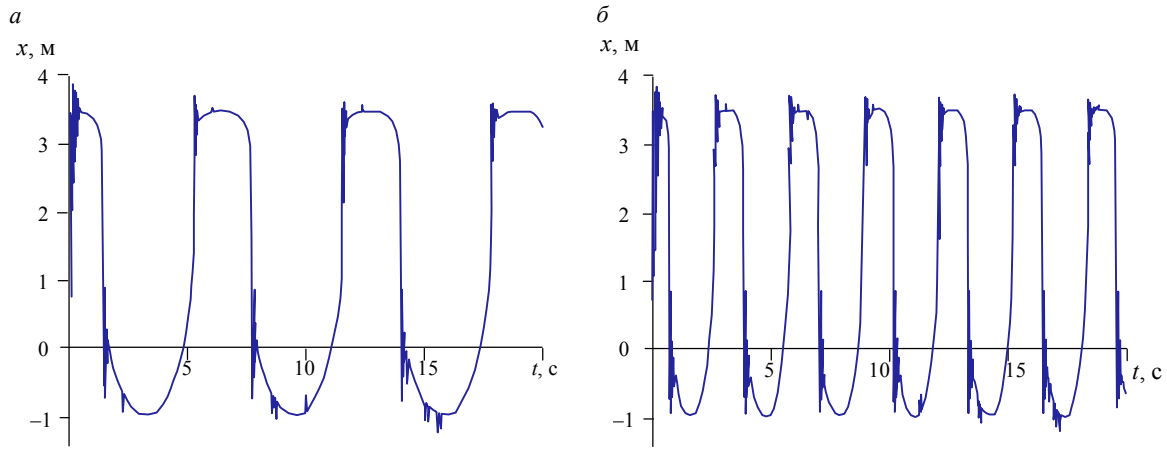


Рис.9. Зависимости координаты поршня пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью от времени при колебательном воздействии при разных частотах: *а* – $\omega_3 = 1$ с$^{-1}$; *б* – $\omega_3 = 2$ с$^{-1}$

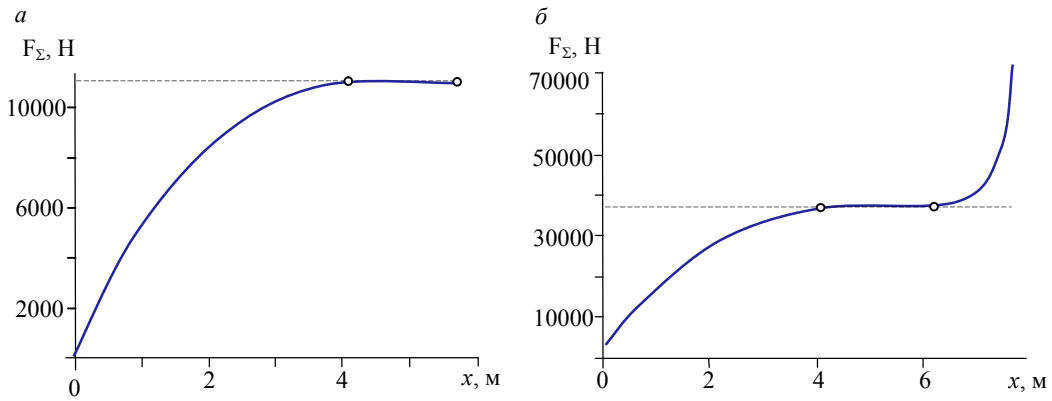


Рис.10. Силовые характеристики пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью, где в качестве материала тарельчатых пружин использованы: *а* – стеклопластик СВАМ (стекловолокнистый материал); *б* – бериллиевая бронза

DOI: 10.25515/PMI.2018.1.70

Дифференциальное уравнение, описывающее движение поршня при внезапном увеличении силы, действующей на него (см. рис.6, *б*), имеет вид

$$m\ddot{x} = A_2 th[\omega_2 t] - F_{\Sigma}(x) - F_{\text{тр}}\,\text{sign}[\dot{x}]. \quad (5)$$

На рис.8 представлены зависимости координаты поршня пневмокомпенсатора от времени, полученные численным решением дифференциального уравнения (5). Как видно из рисунка, при разных значениях ω_2 максимальное смещение поршня составляет также 3,5 м. При других коэффициентах ω_2 максимальные смещения поршня будут такими же (здесь не приводятся).

Дифференциальное уравнение (6) описывает движение поршня пневмокомпенсатора при колебательном изменении силы, действующей на него (см. рис.6, *в*)

$$m\ddot{x} = A_3 \cos[\omega_3 t] - F_{\Sigma}(x) - F_{\text{тр}}\,\text{sign}[\dot{x}]. \quad (6)$$

На рис.9 представлены зависимости координаты поршня пневмокомпенсатора от времени при колебательном воздействии (см. рис.6, *в*) при разных частотах, полученные численным решением дифференциального уравнения (6). Максимальные смещения поршня здесь также составляют примерно 3,5 м. Резонансные частоты, очень малые при квазинулевой жесткости, здесь не рассматривались. При других нерезонансных угловых частотах ω_3 максимальные смещения поршня также равны 3,5 м (здесь не приводятся).

В рассмотренных примерах максимальное перемещение поршня приблизительно равно длине рабочего участка (≈ 4 м) силовой характеристики предлагаемого пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью (рис.6, *б*). Следовательно, при рассмотренных воздействиях (рис.6) поршень переместится практически на всю длину рабочего участка и скомпенсирует перепады давления на выкидной линии УЭЦН. Поскольку длину рабочего участка с квазинулевой жесткостью можно изменять, подбирая должным образом параметры пневмокомпенсатора [см.формулу (1)], то для любых реальных значений амплитуд A_1, A_2, A_3 [см.формулы (4)-(6)] можно получить необходимую длину рабочего участка.

Алгоритм подбора параметров предлагаемого пневмокомпенсатора для получения необходимой силовой характеристики при условии попадания на рабочий участок квазинулевой жесткости при заданном давлении на выкидной линии УЭЦН крайне сложен, поэтому математизировать его практически невозможно. Подбор параметров пневмокомпенсатора для каждого конкретного давления на выкидной линии УЭЦН осуществлялся таким образом, чтобы визуально получать силовую характеристику с участком квазинулевой жесткости. Проведенные расчеты показали, что этого достаточно.

В рассмотренных выше случаях тарельчатые пружины были стальными ($E = 2{,}1\cdot10^{11}$ Н/м^2). На рис.10, *а* представлена силовая характеристика пневмокомпенсатора, полученная при использовании тарельчатых пружин из стеклопластика СВАМ (модуль упругости первого рода $E = 35$ ГПа, материал выбран произвольно) [7]. На рис.10, *б* представлена силовая характеристика пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью, в котором тарельчатые пружины выполнены из бериллиевой бронзы (модуль упругости первого рода $E = 135{,}1$ ГПа) [3].

Данный материал имеет высокий предел выносливости. Известно, что пружины из бериллиевой бронзы способны выдержать до 20 миллиардов циклов нагрузки. К недостаткам данного материала можно отнести его дороговизну и токсичность. Давления УЭЦН, на которые рассчитывались данные силовые характеристики, 45 и 150 атм.

В настоящее время параметры пневмокомпенсаторов, представляющих собой газовые колпаки, определяются из следующего соотношения [2]:

$$\frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\text{ср}}} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{\text{ср}}}, \quad (7)$$

где $P_{\max}$ – максимальное давление на выкиде УЭЦН; $P_{\min}$ – минимальное давление на выкиде УЭЦН; $V_{\max}$ – максимальный объем газового колпака; $V_{\min}$ – минимальный объем газового колпака; $P_{\text{ср}}$ – среднее давление на выкиде УЭЦН; $V_{\text{ср}}$ – средний объем газового колпака,

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2};\; V_{\text{ср}} = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2}.$$

Примем $P_{max} - P_{min} = 2$ атм; $P_{ср} = 30$ атм. Для классического пневмокомпенсатора, находящегося в скважине, представляющего собой газовый колпак (пневмопружину), объем будет определяться произведением площади поршня пневмокомпенсатора S на высоту цилиндра пневмокомпенсатора H. Тогда в правой части соотношения (7) площадь S можно сократить:

$$\frac{2}{30} = \frac{H_{max} - H_{min}}{H_{ср}}. \quad (8)$$

Если величина $H_{max} - H_{min} = 4$ м и сопоставима длине рабочего участка рассмотренной выше силовой характеристики с квазинулевой жесткостью (см. рис.6, *б*), то $H_{ср} = 60$ м. При других значениях $P_{max} - P_{min}$ и $P_{ср}$ величина $H_{ср}$ остается очень большой. Следовательно, традиционным способом получить эффективный пневмокомпенсатор практически невозможно.

В настоящее время ведутся работы по созданию лабораторного стенда для оценки адекватности полученных теоретических результатов. Предполагается создать реальные конструкции и апробировать их на производстве. Данное направление в создании пневмокомпенсаторов нового принципа действия представляется перспективным.

Выводы

1. Впервые предложен пневмокомпенсатор УЭЦН, имеющий силовую характеристику с рабочим участком квазинулевой жесткости, представляющий собой совокупность пневмопружины и пакета последовательно соединенных тарельчатых пружин, который расположен внутри пневмопружины и подпирает поршень пневмокомпенсатора.

2. Эффективность предлагаемого пневмокомпенсатора определялась величиной перемещения поршня пневмокомпенсатора при влиянии на него различных воздействий от перепада давлений на выкиде УЭЦН: чем больше перемещение, тем эффективнее пневмокомпенсатор.

3. Перемещения поршня пневмокомпенсатора при воздействии на него усилий от перепадов давлений УЭЦН на выкиде составили несколько метров, что соответствует длине рабочего участка силовой характеристики рассмотренного пневмокомпенсатора с квазинулевой жесткостью.

4. Доказана возможность создания тарельчатых пружин из различных материалов: стали; стеклопластика СВАМ; бериллиевой бронзы.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Андреева Л.Е.* Упругие элементы приборов. М.: Машиностроение, 1981. 391 с.

2. *Баграмов Р.А.* Буровые машины и комплексы. М.: Недра, 1988. 501 с.

3. *Буслаева М.М.* Разработка осциллятора малых угловых колебаний // Научно-технический вестник Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики. 2010. № 1(65). С. 68-74.

4. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью / П.М.Алабужев, А.А.Гритчин, Л.И.Ким и др.; Под ред. К.М.Рагульскиса. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.

5. Поршневой компенсатор установки электропогружного центробежного насоса с квазинулевой жесткостью / Е.Б.Думлер, А.Н.Зотов, К.Р.Уразаков, Е.И.Игнатов, О.Ю.Думлер // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2017. № 3. С. 8-14

6. Физические величины: Справочник / Под ред. И.С.Григорьева, Е.З.Мейлихова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.

7. *Valeev A.R.* Application of Disk Springs for Manufacturing Vibration Isolators with Quasi-Zero Stiffness / A.R.Valeev, A.N.Zotov, Sh.A.Harisov // Chemical and Petroleum Engineering. 2015. Vol. 51. № 3. P. 194-200.

8. *Valeev A.R.* Creating artificial gravity by oscilation system with force characteristics with areas of quasi-zero stiffness. / A.R.Valeev, A.N.Zotov // Russian Journal of Biomechanics. 2014. Vol. 18. № 2. 144 p.

9. *Wang Y.C.* Extreme stiffness systems due to negative stiffness elements / Y.C.Wang, R.S.Lakes // Am. J. Phys. January, 2004. Vol. 72. № 1. P. 40-50.

Авторы: **А.Н.Зотов**, д-р техн. наук, профессор, *info@rusoil.net* (*Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия*), **К.Р.Уразаков**, *д-р техн. наук, профессор*, *UrazakK@mail.ru* (*Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия*), **Е.Б.Думлер**, *ст. преподаватель*, *dumler08@mail.ru* (*Альметьевский государственный нефтяной институт*, *Альметьевск*, *Россия*).

Статья принята к публикации 19.06.2017