

*На правах рукописи*



**ДУМЛЕР ЕЛЕНА БОРИСОВНА**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМОПРУЖИННОГО КОМПЕНСАТОРА  
КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ  
ДЛЯ ПОГРУЖНОГО ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Специальность 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы»  
(нефтегазовая отрасль)

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Уфа - 2018

Работа выполнена на кафедре «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов» федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Уфимский государственный нефтяной технический университет».

Научный руководитель: доктор технических наук, доцент  
**Зотов Алексей Николаевич**

Официальные оппоненты: **Ивановский Владимир Николаевич**  
доктор технических наук, профессор  
ФГБОУ ВПО «Российский государственный университет нефти и газа (научно-исследовательский университет) имени И.М. Губкина» / кафедра «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности», заведующий кафедрой

**Фахриева Кристина Ринатовна**  
кандидат технических наук, ООО «Башнефть – Добыча», нефтегазодобывающее управление «Туймазанефть» / управление сервисной поддержки, инженер

Ведущая организация: ООО «РН-УфаНИПИнефть» (г. Уфа).

Защита состоится 21 декабря 2018 г. в 11:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 при ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» по адресу: 450062, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» и на сайте [www.rusoil.net](http://www.rusoil.net).

Автореферат разослан \_\_\_\_\_ 2018 года

Ученый секретарь

диссертационного совета

Абуталипова Елена Мидхатовна

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность работы

Добыча нефти установками погружных электроцентробежных насосов (УЭЦН) существенно осложняется из-за воздействия вибрации, возникающей в рабочих органах насоса, что значительно увеличивает риск возникновения преждевременных внезапных отказов в погружном оборудовании. Воздействие вибрации на погружной электроцентробежный насос (ЭЦН) может приводить к нарушениям его работы, преждевременному износу, а иногда и разрушению рабочих ступеней, уплотнений, опорных элементов, подшипников, муфт и переходников, отвороту и «полету» узлов погружной установки. Типичными причинами повышения уровня вибрации насоса, приводящей к преждевременным отказам УЭЦН, являются неоднородность добываемой среды, наличие свободного газа на приеме погружного насоса и механических примесей.

Актуальность исследуемой тематики обусловлена анализом промысловых данных, полученных в результате совместной работы по выявлению причин отказов погружного оборудования с представителями сервисных служб и изготовителями УЭЦН. Дополнительные динамические нагрузки от изменения давления на выходе из УЭЦН, которые повышают уровень циклических напряжений, приводят к преждевременным отказам.

Гашение колебаний, вызывающих вибрационные нагрузки которые могут возникать на приеме УЭЦН, сложно осуществить. Эти колебания могут распространяться на очень большие расстояния без затухания. УЭЦН, как и всякая сложная механическая система, имеет, в том числе, низкие собственные частоты. При попадании в резонанс с этими частотами, что может произойти по самым разным причинам, колебания могут вызывать негативные последствия.

Вопросы, связанные с компенсацией перепадов давления жидкости на выкиде погружного электроцентробежного насоса, до конца не решены. Для гашения этих колебаний используют различные компенсаторы, но не один из известных невозможно использовать в условиях малых поперечных габаритов скважины и в низкочастотном режиме. Таким образом, разработка эффективных

устройств компенсации колебаний давления на выкиде ЭЦН является актуальной задачей.

### **Степень разработанности проблемы**

К началу работы над диссертацией известны компенсаторы давления насосов в виде газовых колпаков для гашения только высокочастотной вибрации. При использовании известных пневмокомпенсаторов для компенсации перепадов давления длина газового колпака должна быть более нескольких десятков метров, что технически сложно выполнить. Поэтому для УЭЦН еще не созданы эффективные погружные компенсаторы давления колебаний. Тема исследования была практически не разработанной.

### **Соответствие паспорту заявленной специальности**

Тема и содержание диссертационной работы соответствуют паспорту специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая отрасль), а именно, области исследования: п.1 «Разработка научных и методологических основ проектирования и создания новых машин, агрегатов и процессов; механизации производства в соответствии с современными требованиями внутреннего и внешнего рынка, технологии, качества, надежности, долговечности, промышленной и экологической безопасности» и п.5 «Разработка научных и методологических основ повышения производительности машин, агрегатов и процессов и оценки их экономической эффективности и ресурса».

**Цель работы** - повышение эффективности работы установок ЭЦН за счет применения пневмопружинных компенсаторов давления с квазиулевым жесткостью.

Для достижения указанной цели решались следующие **задачи**:

1 Разработка математической модели и конструкции пневмопружинного компенсатора колебаний давления для ЭЦН, имеющего силовую характеристику с рабочим участком квазиулевым жесткости.

2 Аналитическое исследование влияния перепадов давления на выкиде ЭЦН на перемещение поршня пневмопружинного компенсатора колебаний давления.

3 Экспериментальные исследования системы с квазиулевым жесткостью на основе пакета последовательно соединенных тарельчатых пружин, расположенного внутри пневмопружины и подпирающего ее поршень.

4 Разработка основ проектирования параметров пневмопружинного компенсатора давления с квазиулевым жесткостью по давлению на выкиде электропогружного центробежного насоса.

### **Научная новизна**

1 Разработана математическая модель пневмопружинного компенсатора колебаний давления в составе погружного электроцентробежного насоса, на основе которой получена силовая характеристика компенсатора, имеющая рабочий участок квазиулевым жесткости длиной более трех метров, соответствующий заданному перепаду давления на выкиде.

2 Аналитически получены силовые характеристики пневмопружинного компенсатора, имеющие одну и ту же квазипостоянную силу на рабочем участке при разных значениях давления в полости компенсатора и геометрических характеристиках пакета тарельчатых пружин.

### **Методы исследования**

При выполнении диссертационного исследования применялись: известные положения теоретической механики, сопротивления материалов; методы численного решения дифференциальных уравнений второго порядка; методы математического анализа, математической статистики, теории математического и компьютерного моделирования.

### **Теоретическая и практическая значимость работы**

Теоретическая значимость работы заключается в разработке математической модели пневмопружинного компенсатора колебаний давления для ЭЦН, позволяющей получать силовую характеристику с рабочим участком квазиулевым жесткости большой длины.

Практическая значимость работы:

1 Разработан на уровне изобретения компенсатор колебаний давления погружного электроцентробежного насоса, имеющий силовую характеристику с рабочим участком квазиулевым жесткости, на основе пневмопружины, внутри

которой расположен пакет последовательно соединенных тарельчатых пружин, жестко связанный с ее поршнем, получен патент РФ на изобретение №2641812.

2 Разработан и изготовлен лабораторный стенд для исследования модели пневмопружинного компенсатора колебаний давления с квазиулевым жесткостью и разработана «Методика измерения размаха колебаний поршня пневмопружинного компенсатора колебаний давления», используемые в учебном процессе ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» при подготовке бакалавров, обучающихся по направлению 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» профиля «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов».

#### **Положения, выносимые на защиту:**

1 Математическая модель пневмопружинного компенсатора колебаний давления, позволяющая получить силовую характеристику с рабочим участком квазиулевым жесткости.

2 Пневмопружинный компенсатор колебаний давления с квазиулевым жесткостью для компенсации перепадов давления на выкиде ЭЦН.

3 Результаты экспериментальных исследований физической модели пневмопружинного компенсатора колебаний давления, подтверждающие высокую степень сходимости экспериментальных значений частотных характеристик с расчетными, теоретическими.

#### **Степень достоверности и апробация результатов**

Достоверность полученных результатов подтверждается корректностью разработанной математической модели, её адекватностью, использованием известных положений фундаментальных наук, сходимостью полученных теоретических результатов с данными экспериментов. Эксперименты на лабораторном стенде проводились с помощью виброизмерительной техники и обрабатывались на ПЭВМ, а также с помощью приспособлений, специально изготовленных для этой цели.

Основные положения диссертации докладывались на 41-й Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов, г. Октябрьский, УГНТУ, 2014; на Всероссийской научно-практической

конференции «Нефтегазовый комплекс: образование, наука и производство», Альметьевск, АГНИ, 2016; на Международной научно-технической конференции «Опыт, проблемы и перспективы развития неразрушающих методов контроля и диагностики машин и агрегатов», посвященной 60-летию филиала УГНТУ в г. Октябрьском и 20-летию лаборатории "Вибродиагностика машин и агрегатов нефтяной промышленности", г. Октябрьский, УГНТУ, 2017; на VII-й Всероссийской научно-практической конференции студентов, магистров, аспирантов, г. Уфа, УГНТУ, 2017; на Международной научно-методической конференции «Роль математики в становлении специалиста», Уфа, УГНТУ, 2017; на Международной научно-практической конференции «Достижения, проблемы и перспективы развития нефтегазовой отрасли», Альметьевск, АГНИ, 2018.

### **Публикации**

По теме диссертации опубликовано 14 печатных работ, в том числе 5 статей в журналах, включенных в перечень ВАК Министерства образования и науки РФ. Получен 1 патент на изобретение.

### **Структура и объем диссертации**

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных выводов и списка источников из 125 наименований. Работа содержит 143 страницы, 75 рисунков, 19 таблиц, 5 приложений.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** раскрыта актуальность темы диссертации, сформулированы цель работы и основные задачи исследований, приведены основные защищаемые положения, научная новизна диссертации и практическая ценность исследований.

**В первой главе** выполнен анализ причин отказов УЭЦН. Из анализа причин выхода из строя скважин, оборудованных электроцентробежными установками, известно, что большинство отказов связано с влиянием вибрации. Современными исследованиями установлено, что вибрация УЭЦН является одной из главных причин большинства преждевременных отказов его элементов или фактором, кратно ускоряющим эти отказы. Значительные негативные

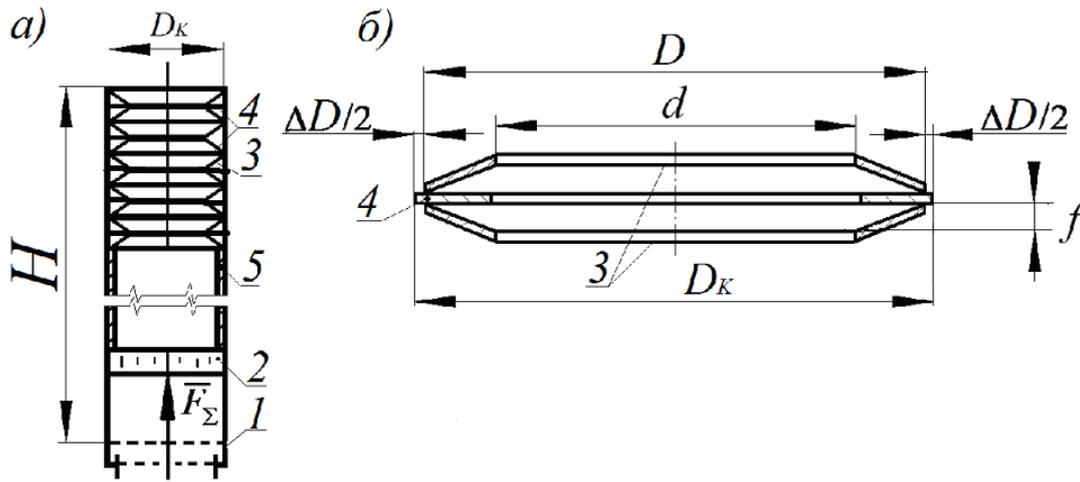
последствия вибрации в насосной установке, от перебоев в работе до выхода из строя установки в целом, подтверждает актуальность создания эффективных средств виброгашения УЭЦН.

Большой вклад в исследования осложнений с целью повышения эффективности работы скважин, оборудованных УЭЦН, в том числе в изучение причин возникновения вибрации погружного оборудования и создание способов и методов их снижения или предотвращения внесли ученые: Богданов А.А., Бриллиант С.Г., Волков В.Н., Дроздов А. И., Ивановский В.Н., Казак А.С., Каплан Л.С., Ляпков П.Д., Мищенко И.Т., Уразаков К. Р. и многие другие.

К одной из причин появления вибрации можно отнести колебания давления на выкиде ЭЦН, возникающие из-за неоднородности перекачиваемой продукции пласта, в состав которой входит попутный газ, механические примеси т.п. Частота колебаний давления на выкиде ЭЦН может находиться в интервале как высоких, так и низких частот.

Вопросы гашения колебаний, вызванных перепадами давления на выкиде ЭЦН, до сих пор полностью не решены. Для решения этой проблемы может быть использована система с квазинулевой жесткостью, имеющая силовую характеристику с рабочим участком квазинулевой жесткости большой длины (несколько метров). Использование этого подхода применительно к УЭЦН позволит исключить осложнения в ее работе, связанные с колебаниями давления.

**Вторая глава** посвящена разработке пневмопружинного компенсатора колебаний давления с квазинулевой жесткостью (рисунок 1), конструктивно состоящего из пакета последовательно соединенных тарельчатых пружин, который расположен внутри цилиндра пневмопружины 1 и подпирает ее поршень 2 (рисунок 1, а). Между тарельчатыми пружинами 3 расположены шайбы 4. Поршень действует на пакет тарельчатых пружин через втулку 5. Внешний диаметр тарельчатых пружин  $D$  меньше, чем внутренний диаметр цилиндра  $D_k$  пневмопружинного компенсатора колебаний давления, поскольку при сжатии диаметр пружин увеличивается (рисунок 1, б).



1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – тарельчатая пружина; 4 – шайба; 5 – втулка;  $H$  – рабочая высота цилиндра, м;  $D_k$  – внутренний диаметр цилиндра пневмопружины колебаний давления, м;  $F_\Sigma$  – восстанавливающая сила, действующая на поршень;  $D$  – внешний диаметр тарельчатой пружины, м;  $d$  – внутренний диаметр тарельчатой пружины, м;  $\Delta D$  – увеличение диаметра тарельчатой пружины при сжатии, м;  $f$  – высота конуса тарельчатой пружины, м

а) схема пневмопружины колебаний давления; б) тарельчатая пружина

Рисунок 1 – Пневмопружинный компенсатор колебаний давления с квазиулевой жесткостью

Размеры тарельчатых пружин и их количество подобраны так, чтобы пакет тарельчатых пружин обладал силовой характеристикой с участком заданной отрицательной жесткости.

Разработана математическая модель предлагаемого пневмопружины колебаний давления для ЭЦН: уравнения (1) - (5).

$$F_\Sigma = \frac{p_0 \cdot S \cdot H}{(H - x)} + 8 \cdot \pi \cdot E \cdot s \cdot \left(\frac{x}{N}\right) \cdot \frac{\left\{ \left(f - \frac{x}{N}\right) \cdot \left(f - \left(\frac{x}{N}\right)/2\right) \cdot \left[ \frac{(D + d)}{2 \cdot (D - d)} - \frac{1}{\ln(D/d)} \right] + s^2 \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)/12 \right\}}{(D - d)^2}, \quad (1)$$

где:  $p_0$  – начальное давление пневмокомпенсатора;  $S$  – площадь поперечного сечения поршня;  $H$  – высота цилиндра пневмопружины;  $N$  – количество тарельчатых пружин;  $E$  – модуль упругости первого рода материала тарельчатой пружины;  $D$  – внешний диаметр тарельчатой пружины;  $d$  – внутренний диаметр тарельчатой пружины;  $f$  – высота конуса тарельчатой пружины;  $s$  – толщина конуса тарельчатой пружины;  $x$  – перемещение поршня. Границы применимости

формулы (1) определялись из условия  $s > 1$  мм. Показатель политропы при медленных движениях принимался  $n = 1$ .

$$m \cdot \ddot{x} = A \cdot S \cdot \text{Tanh} [k_* \cdot t] - c \cdot x - l \cdot \dot{x}, \quad (2)$$

$$m \cdot \ddot{x} = (A1 \cdot \text{th}[\omega_1 \cdot (t - t_0)] + A1) \cdot (A1 - A1 \cdot \text{th}[\omega_1 \cdot (t - t_0)]) - F_{\Sigma}(x) - F_{mp} \cdot \text{sign}[\dot{x}], \quad (3)$$

$$m \cdot \ddot{x} = A2 \cdot \text{th}[\omega_2 \cdot t] - F_{\Sigma}(x) - F_{mp} \cdot \text{sign}[\dot{x}], \quad (4)$$

$$m \cdot \ddot{x} = A3 \cdot \cos[\omega_3 \cdot t] - F_{\Sigma}(x) - F_{mp} \cdot \text{sign}[\dot{x}] \quad (5)$$

где  $m$  – масса поршня;  $x$  – координата поршня;  $t$  – время;  $A$  – максимальный перепад давлений на выкиде ЭЦН;  $S$  – площадь поршня;  $k_*$  – коэффициент, учитывающий интенсивность изменения силы;  $F_{mp}$  – постоянная сила сухого трения, действующая на поршень пневмопрусинного компенсатора;  $l$  – коэффициент вязкого трения;  $c$  – коэффициент жесткости пневмопрусинного компенсатора;  $A1, A2, A3, \omega_1, \omega_2, \omega_3, t_0$  – const. Начальные условия уравнений (2) (3), (4), (5):  $x_0 = \dot{x}_0 = 0$ .

Силовая характеристика пневмопрусинного компенсатора колебаний давления с рабочим участком квазиулевого жесткости ( $c_{\Sigma} \approx 0$ ) (рисунок 2, формула (1)) получена путем суммирования силовых характеристик пневмопрусинны ( $c_1 > 0$ ) и пакета последовательно соединенных тарельчатых пружин ( $c_2 < 0$ , при  $z = f/s > \sqrt{2}$ ). Рабочий участок квазиулевого жесткости  $AB$  (рисунок 2) получен методом последовательных приближений в режиме работы с компьютером, путем перебора величин, входящих в формулу (1) для попадания на начало этого участка (точка А) при заданном давлении на выкиде ЭЦН. Движение поршня пневмопрусинного компенсатора колебаний давления при воздействии на него заданных перепадов давления определялось решением дифференциального уравнения (2). Априори считалось, что чем на большее расстояние переместится поршень при заданном малом перепаде давления на выкиде ЭЦН, тем эффективнее работа предлагаемого компенсатора.

Моделирование движения поршня показало, что при заданных малых перепадах давления на выкиде ЭЦН, перемещение поршня составляет несколько метров, в отличие от перемещения поршня компенсатора, выполненного в виде

газового колпака (в этом случае перемещение поршня составляет всего несколько сантиметров).

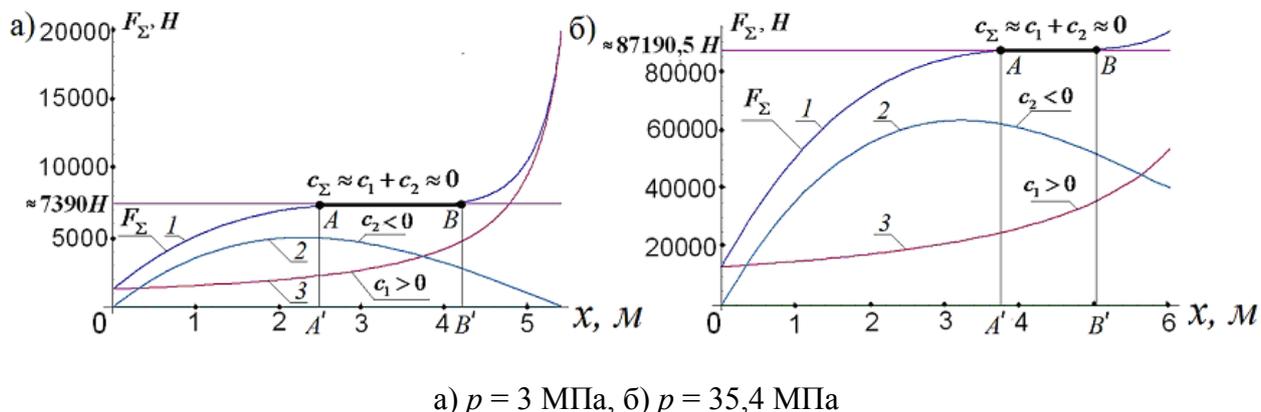
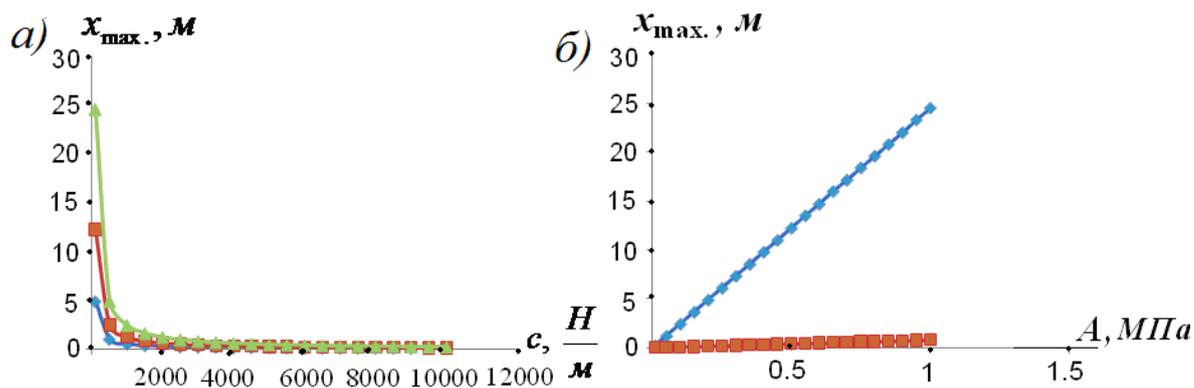


Рисунок 2 – Силовые характеристики пневмопрусинного компенсатора колебаний давления с квазинулевой жесткостью для давления на выкиде ЭЦН

Проведена аппроксимация зависимостей давлений на выкиде ЭЦН от времени по данным нефтяного месторождения.

В результате численного решения нелинейного дифференциального уравнения (2) ( $m = 0,2$  кг;  $k_* = 0,1$ ;  $l = 0,5 \frac{H \cdot c}{M}$ ;  $S \approx 0,0025$  м<sup>2</sup>) получена гиперболическая зависимость перемещения поршня от коэффициента жесткости (рисунок 3, а).



а) от коэффициента жесткости пневмопрусинного компенсатора колебаний давлений:

—  $\bullet$  —  $A = 0,2$  МПа; —  $\blacksquare$  —  $A = 0,5$  МПа; —  $\blacktriangle$  —  $A = 1$  МПа;

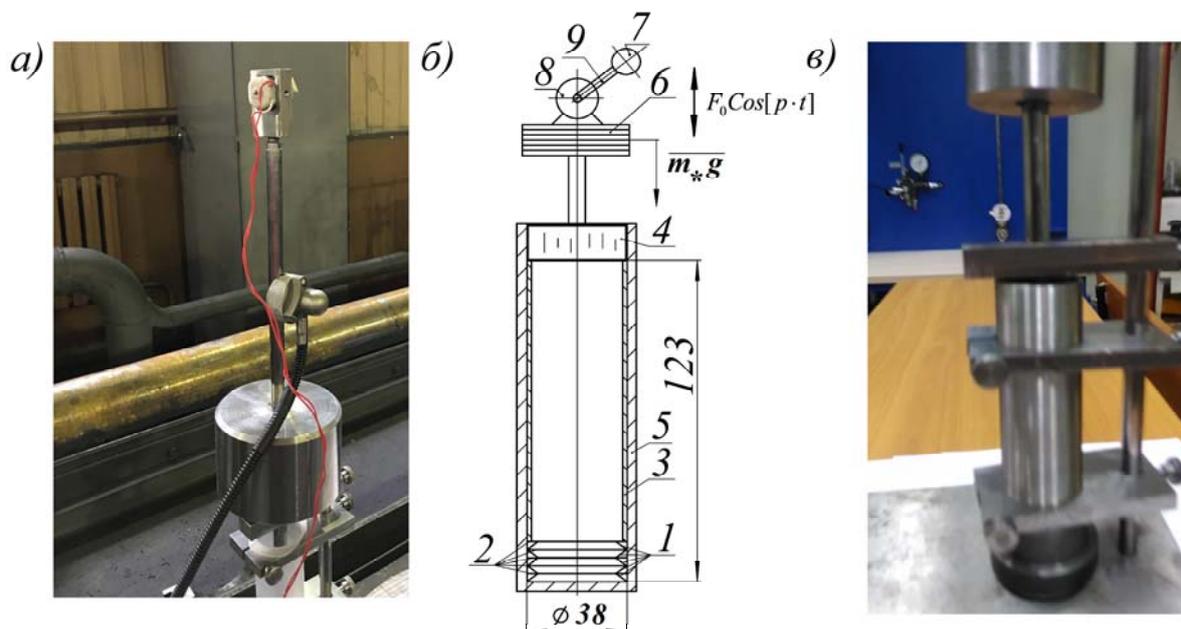
б) от максимального перепада давлений на выкиде ЭЦН:

—  $\bullet$  —  $c = 100$  Н/м; —  $\blacksquare$  —  $c = 3000$  Н/м

Рисунок 3 – Зависимости максимальных смещений поршня

Как видно из рисунка 3, при уменьшении коэффициента жесткости  $c$  максимальное смещение поршня линейно увеличивается. При коэффициенте жесткости  $c \approx 100$  Н/м: 1)  $A = 0,2$  МПа,  $x_{\max} \approx 4,9$  м, 2)  $A = 1$  МПа,  $x_{\max} \approx 24,5$  м; при коэффициенте жесткости  $c \approx 3000$  Н/м: 1)  $A = 0,2$  МПа,  $x_{\max} \approx 0,16$  м, 2)  $A = 1$  МПа,  $x_{\max} \approx 0,8$  м. Для получения наибольшего перемещения поршня жесткость пневмопружинного компенсатора колебаний давления должна иметь малую величину. Как видно из рассмотренного примера, для обеспечения перемещения поршня пневмопружинного компенсатора колебаний давления в несколько метров величина коэффициента жесткости необязательно должна быть нулевой (рисунок 3 а).

В третьей главе изложены результаты экспериментальных исследований. Для подтверждения полученных теоретических результатов разработан и изготовлен лабораторный стенд (рисунок 4).



а) стенд для исследования колебаний; б) схема стенда; в) цилиндр пневмопружинного компенсатора для снятия силовой характеристики пакета тарельчатых пружин

Рисунок 4 – Лабораторный стенд для исследования колебаний

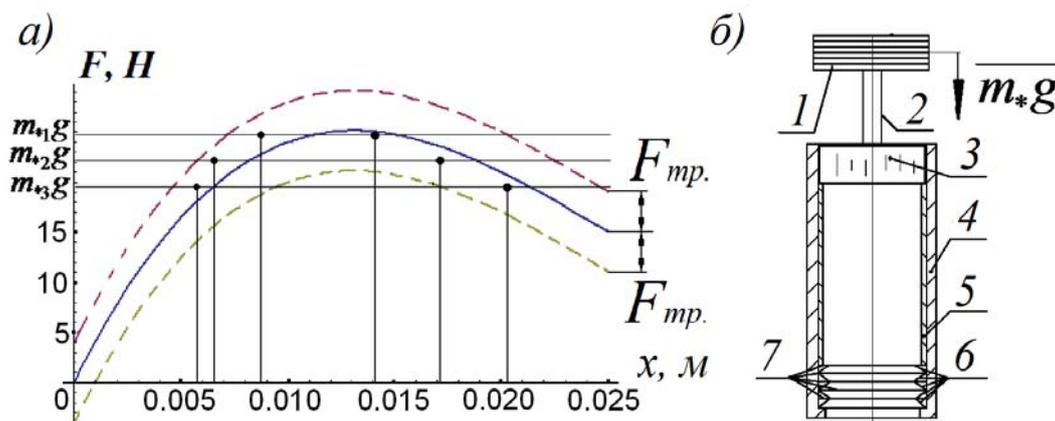
Пакет тарельчатых пружин 1, разделенных шайбами 2 через втулку 3 контактирует с поршнем 4, расположенным в цилиндре 5. К набору грузов 6, соединенных с поршнем, присоединен вибратор с изменяемой частотой

возмущения, представляющий собой эксцентрик 7, соединенный с двигателем постоянного тока 8 через стержень 9. Для данных размеров цилиндра 5 пневмопрусинного компенсатора колебаний были рассчитаны размеры тарельчатых пружин 1 и их количество ( $N=5$ ) для получения силовой характеристики лабораторного стенда с участком квазинулевой жесткости при начальном избыточном давлении  $p_0 = 1 \text{ МПа}$ . Они оказались следующими:  $D = 0,037 \text{ м}$ ;  $d = 0,023 \text{ м}$ ;  $f = 0,005 \text{ м}$ ;  $s = 0,002 \text{ м}$ . При других параметрах лабораторного стенда величина квазипостоянной силы будет уже достаточно большой (больше нескольких сотен Н), что осложнит проведение экспериментов.

В качестве критерия подобия при изготовлении лабораторного стенда принято соотношение  $\frac{\sigma}{E}$  (где  $\sigma$  - напряжение в меридиональном сечении диска тарельчатой пружины;  $E$  – модуль упругости Юнга), применяемое, когда материалы стенда и промышленного образца разные. Для тарельчатых пружин стенда это соотношение соизмеримо с тем же соотношением, что и для тарельчатых пружин, рассчитанных для промысловых условий. Тарельчатые пружины для стенда были изготовлены на 3D принтере, материал – пластик, с модулем Юнга  $E = 74 \text{ МПа}$ . Максимально возможный ход поршня составляет  $0,025 \text{ м}$ . Из-за наличия сил сухого трения очень сложно продемонстрировать наличие квазинулевой жесткости. Была определена величина силы сухого трения между поршнем 4 и цилиндром 5 (рисунок 4 б). Для этого было замерено время опускания поршня с заданной высоты ( $x_m = 0,123 \text{ м}$ , рисунок 4 б). Сила сухого трения определялась по формуле:  $F_{mp.} = m \cdot g - 2m \cdot x_m / t_*^2$ , где  $m=0,656 \text{ кг}$  – масса поршня вместе со штоком (рисунок 4 б);  $g$  – ускорение свободного падения;  $t_*$  - время опускания поршня. Было проведено восемь опытов. Максимальное значение этой силы для дальнейших расчетов принято равным  $4 \text{ Н}$ .

На рисунке 5, а представлена силовая характеристика пакета тарельчатых пружин с участком отрицательной жесткости. Сплошной линией показана теоретическая зависимость, полученная по формуле (1), пунктирными линиями показаны зависимости восстанавливающей силы пакета тарельчатых пружин от перемещения с учетом полученных сил сухого трения ( $F_{mp.} = 4 \text{ Н}$ ). При

движении в одну сторону сила трения добавляется к теоретической характеристике, при движении в другую сторону – вычитается. Точками отмечены замеренные на стенде значения перемещения поршня (взяты средние значения перемещений от нескольких замеров) при действии грузов массами:  $m_{*1} = 2,00 \text{ кг}$ ;  $m_{*2} = 2,25 \text{ кг}$ ;  $m_{*3} = 2,50 \text{ кг}$ .



а) силовая характеристика пакета тарельчатых пружин с учетом силы сухого трения

$$F_{mp.} = 4 \text{ H}, \text{ где } m_1=2 \text{ кг}, m_2= 2,25 \text{ кг}, m_3=2,5 \text{ кг};$$

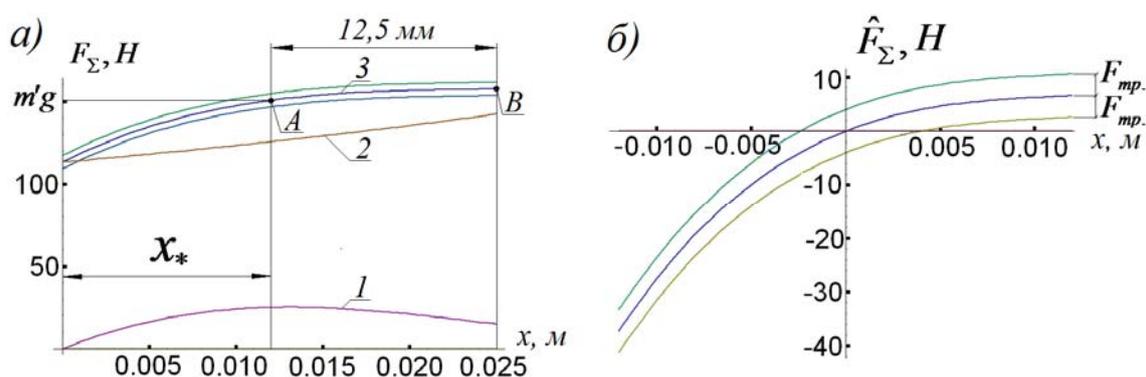
б) схема снятия силовой характеристики пакета тарельчатых пружин

Рисунок 5 – Силовая характеристика пакета тарельчатых пружин

Пакет тарельчатых пружин был расположен внутри цилиндра с обрезанным дном (рисунок 5 б), чтобы исключить влияние давления воздуха при перемещении поршня. Замерялось перемещение поршня, что соответствует перемещению верхней плоскости поршня от действия грузов массами  $m_{*1}$ ,  $m_{*2}$ ,  $m_{*3}$ . Так как силовая характеристика имеет падающий участок и каждому значению весов  $m_{*1}g$ ,  $m_{*2}g$ ,  $m_{*3}g$  соответствует два перемещения поршня, то замеры проводились следующим образом. Сначала замерялись перемещения поршня при его нагружении весом  $m_{*1}g$ ;  $m_{*2}g$ ;  $m_{*3}g$ , потом проводилось полное сжатие пакета тарельчатых пружин и замер второго перемещения поршня после освобождения пакета тарельчатых пружин для одного и того же веса (рисунок 5 а). Как видно из этого рисунка, замеренные перемещения, отмеченные точками, попадают внутрь петли гистерезиса, что

говорит о приемлемой сходимости результатов опыта и эксперимента по тарированию пакета тарельчатых пружин.

На Рисунке 6 а представлена суммарная силовая характеристика системы «пневмопружина – пакет тарельчатых пружин», полученная решением уравнения (1). Для попадания на участок с квазинулевой жесткостью (участок АВ) систему необходимо нагрузить некоторым весом  $m'g$ , тогда начало координат силовой характеристики переместится примерно в точку А с координатой  $x_*$ .



- а) без нагружения: 1 – пакета тарельчатых пружин; 2 – пневмопружины; 3 – суммарная, (1);  
 б) после нагружения весом  $m'g$  ( $F_{mp}$  - сила сухого трения)

Рисунок 6 – Силовые характеристики системы «пневмопружина–пакет тарельчатых пружин»

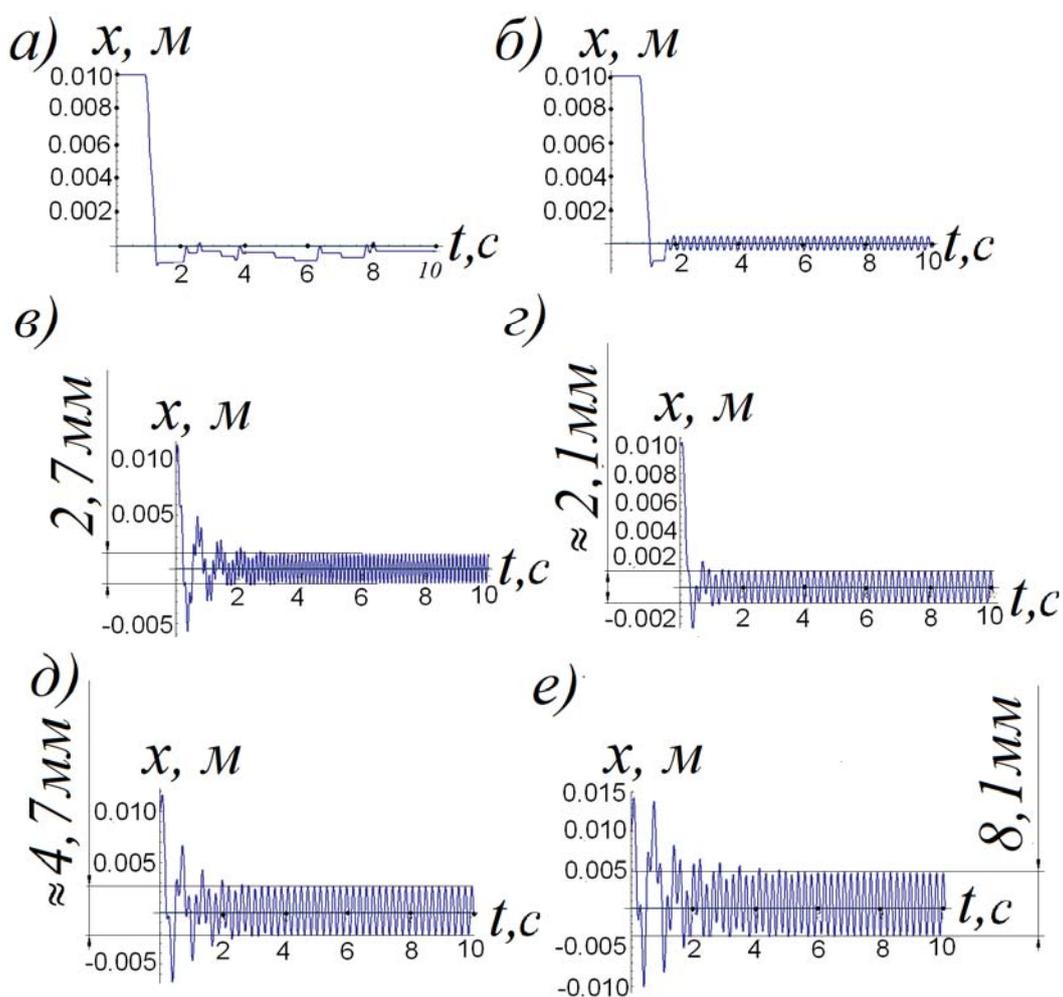
Силовая характеристика  $\hat{F}_{\Sigma}(x)$  после нагружения имеет вид петли гистерезиса (рисунок 6 б) с учетом полученных сил сухого трения. Доказательство наличия квазинулевой жесткости состоит в том, чтобы при данной силовой характеристике, при заданной частоте колебаний замеренная амплитуда колебаний поршня была близка к расчетной, определяемой по формуле (6) для независимых значений амплитуды возмущающей силы  $F_0$ :

$$m' \cdot \ddot{x} = F_0 \cos[\omega \cdot t] - (F_{\Sigma}[x - x_*] - m'g) - F_{mp} \cdot \text{sign}[\dot{x}], \quad (6)$$

где  $F_{\Sigma}[x - x_*]$  – суммарная восстанавливающая сила (по формуле (1));  $\omega$  – частота вынужденных колебаний;  $F_{mp} = 4$  Н – сила сухого трения;  $x_*$  – координата равновесного положения (рисунок 6 а). Начальные условия дифференциального

уравнения (6):  $x_0 = \dot{x}_0 = 0$ . Формула (3) описывает колебания поршня вместе с дополнительной массой (суммарно  $m' \approx 15,2$  кг). Из-за силы трения колебания возможны не при любом значении  $F_0$ .

На Рисунке 7 представлены колебания поршня, полученные численным решением дифференциального уравнения (6) – зависимости  $x(t)$  при разных значениях частот  $\omega$  и амплитуды возмущающей силы  $F_0$  ( $m' \approx 15,2$  кг;  $F_{mp.} = 4$  Н). Для возбуждения колебаний, размах которых можно измерить с достаточной точностью, приняты режимы колебаний (рисунок 7, г, д, е) при частоте колебаний  $\omega = 30$  с<sup>-1</sup>.



a)  $p = 30$  с<sup>-1</sup>;  $F_0 = 7$  Н; б)  $p = 30$  с<sup>-1</sup>;  $F_0 = 8$  Н; в)  $p = 50$  с<sup>-1</sup>;  $F_0 = 15$  Н;  
 г)  $p = 30$  с<sup>-1</sup>;  $F_0 = 15$  Н; д)  $p = 30$  с<sup>-1</sup>;  $F_0 = 30$  Н; е)  $p = 30$  с<sup>-1</sup>;  $F_0 = 50$  Н

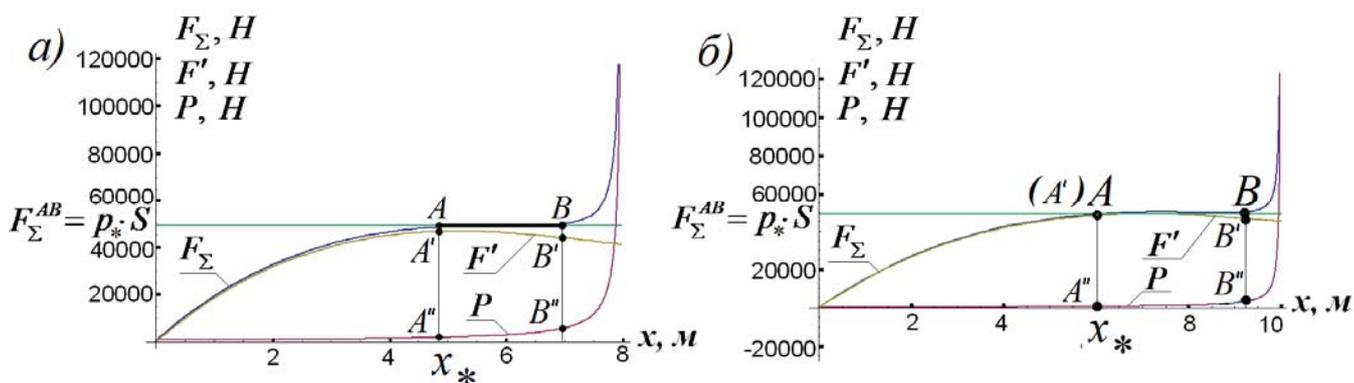
Рисунок 7 – Зависимости перемещения поршня от времени  $x(t)$

Как видно из Рисунка 7, при увеличении амплитуды возмущающей силы  $F_0$  при одной и той же частоте размах колебаний увеличивается. Результаты

замеров размаха колебаний при трех независимых значениях амплитуд возмущающей силы ( $F_0 = 15 \text{ Н}$ ;  $F_0 = 30 \text{ Н}$ ;  $F_0 = 50 \text{ Н}$ ) на частоте  $\omega = 30 \text{ с}^{-1}$  совпадают с теоретическими с погрешностью 1 мм при визуальном измерении, что доказывает правильность полученных теоретических результатов. Экспериментальной верификацией полученных теоретических результатов подтверждена адекватность разработанной математической модели.

В четвертой главе представлен алгоритм определения параметров пневмопружинного компенсатора колебаний давления с квазиулевым жесткостью для заданного давления на выкиде ЭЦН. При постановке задачи эффективность предлагаемого пневмопружинного компенсатора определялась возможностью перемещения его поршня при малом перепаде давления на выкиде УЭЦН. Получены силовые характеристики рассматриваемого пневмопружинного компенсатора колебаний давления с заданным рабочим участком квазиулевым жесткости с одной и той же квазипостоянной силой при разных значениях величин  $p_0$ ,  $s$ ,  $N$ ,  $d$ ,  $H$ , при заданных постоянных значениях  $f$ ,  $D$ ,  $E$  (формула (1)).

На Рисунке 8 представлены силовые характеристики с одной и той же квазипостоянной силой для давления на выкиде ЭЦН ( $p_* = 20 \text{ МПа}$ ) при заданных постоянных параметрах пневмопружинного компенсатора колебаний давления ( $f = 0,005 \text{ м}$ ;  $D = 0,056 \text{ м}$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ):

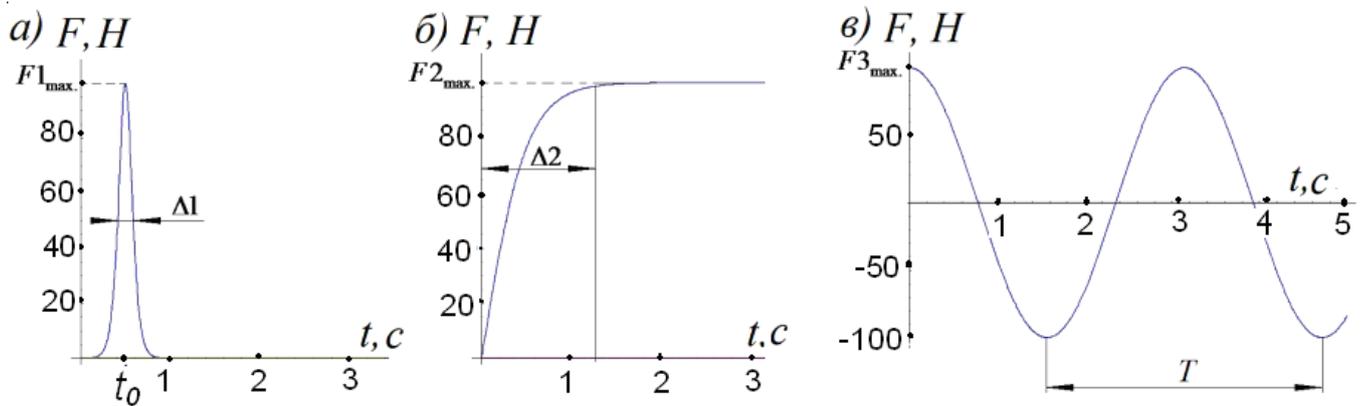


a)  $p_0 = 0,3 \text{ МПа}$ ;  $H = 8 \text{ м}$ ;  $N = 1594$ ;  $d = 0,032 \text{ м}$ ;  $s = 0,0028 \text{ м}$ ;

б)  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $H = 10 \text{ м}$ ;  $N = 2260$ ;  $d = 0,026 \text{ м}$ ;  $s = 0,0027 \text{ м}$

Рисунок 8 – Силовые характеристики с квазипостоянной силой  $F_{\Sigma}^{AB} \approx 48800 \text{ Н}$

Рассмотрено движение поршня пневмопрусинного компенсатора колебаний давления с квазинулевой жесткостью при воздействиях на него типичных сил (рисунок 9), возникающих на выкиде ЭЦН, которые были выражены аналитически.



а) быстро исчезающая нагрузка:  $F1 = (A1 \cdot th[\omega_1 \cdot (t - t_0)] + A1) \cdot (A1 - A1 \cdot th[\omega_1 \cdot (t - t_0)])$ ;

б) внезапное увеличение силы, действующей на поршень:  $F2 = A2 \cdot th[\omega_2 \cdot t]$ ;

в) колебательное воздействие:  $F3 = A3 \cdot \cos[\omega_3 \cdot t]$ ,

где  $A1, A2, A3, \omega_1, \omega_2, \omega_3, t_0$  - постоянные коэффициенты

Рисунок 9 – Силы, действующие на поршень пневмопрусинного компенсатора

На Рисунке 10 представлены зависимости координаты поршня пневмопрусинного компенсатора колебаний давления с квазинулевой жесткостью от времени, полученные решением дифференциального уравнения (7), которое описывает движение поршня при действии на него сил, представленных на Рисунке 9:

$$m \cdot \ddot{x} = F - \hat{F}_{\Sigma} - F_{mp} \cdot sign[\dot{x}], \quad (7)$$

где  $m$  – масса поршня (принято  $m = 0,2$  кг - произвольная величина);

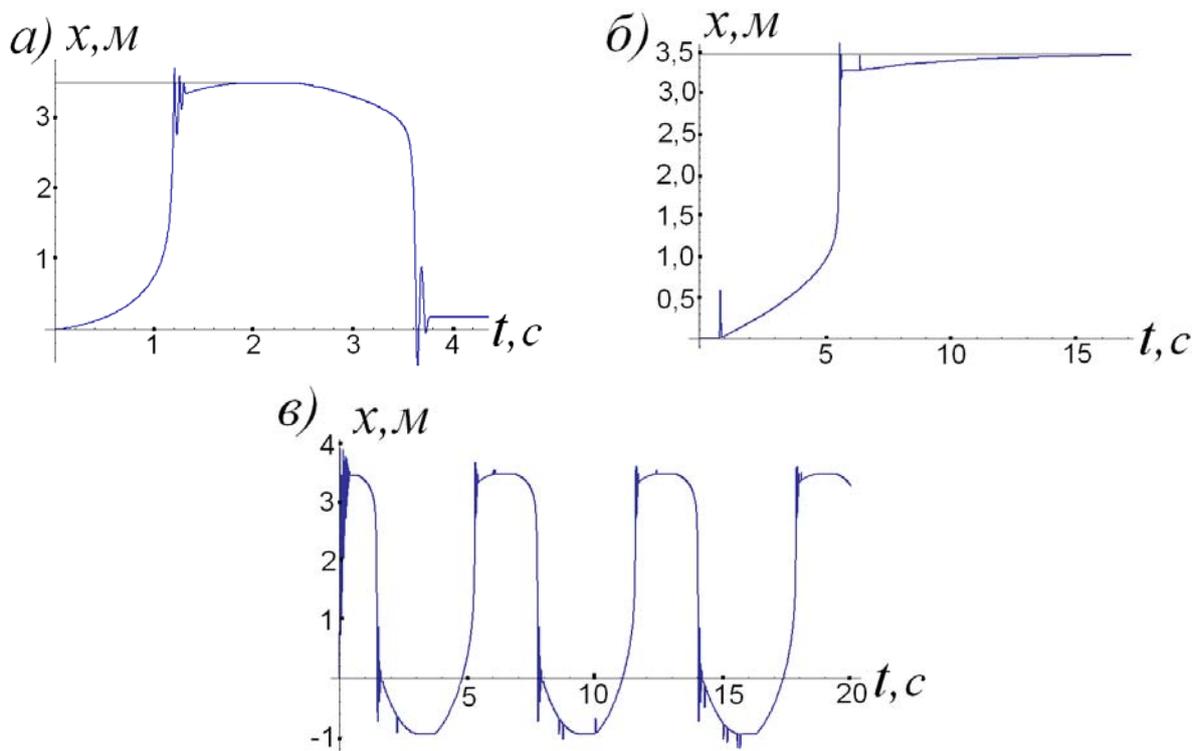
$x_*$  – смещение системы координат (рисунок 8);  $F = F1, F2, F3$  (рисунок 9);

$\hat{F}_{\Sigma} = F_{\Sigma}[x - x_*] - p_* \cdot S$ , где  $F_{\Sigma}$  – восстанавливающая сила по формуле (1).

Начальные условия дифференциального уравнения (7):  $x_0 = \dot{x}_0 = 0$ . Варианты а),

б), в) Рисунка 10 соответствуют вариантам а), б), в) Рисунка 9 соответственно.

Установлено, что во всех рассмотренных вариантах (рисунок 10) перемещение поршня достаточно велико и составляет примерно 3,5 м. Сравнение показало, что в случае линейной восстанавливающей силы компенсатора (если вместо системы «пневмопружина – пакет тарельчатых пружин» использована обычная пружина) при сопоставимых условиях перемещение поршня будет составлять всего несколько миллиметров, т.е. эффективность предложенного пневмопружинного компенсатора колебаний давления очень высока.



$F_{mp.} = 200 \text{ H}$ ; а)  $\omega_1 = 1 \text{ c}^{-1}$ ;  $t_0 = 2 \text{ c}$ ; б)  $\omega_2 = 0,1 \text{ c}^{-1}$ ; в)  $\omega_3 = 1 \text{ c}^{-1}$ ;  $A_3 = 2500 \text{ H}$

Рисунок 10 – Зависимости координаты поршня пневмопружинного компенсатора от времени при воздействии на него сил

Рассмотрена возможность использования тарельчатых пружин, выполненных из других материалов, например из стеклопластика СВММ (модуль упругости первого рода  $E = 35 \cdot 10^3 \text{ МПа}$ ) и из бериллиевой бронзы (модуль упругости первого рода  $E = 135,1 \cdot 10^3 \text{ МПа}$ , материал выбран по причине высокого предела выносливости). Подобраны параметры пневмопружинных компенсаторов колебаний давления с квазиулевым

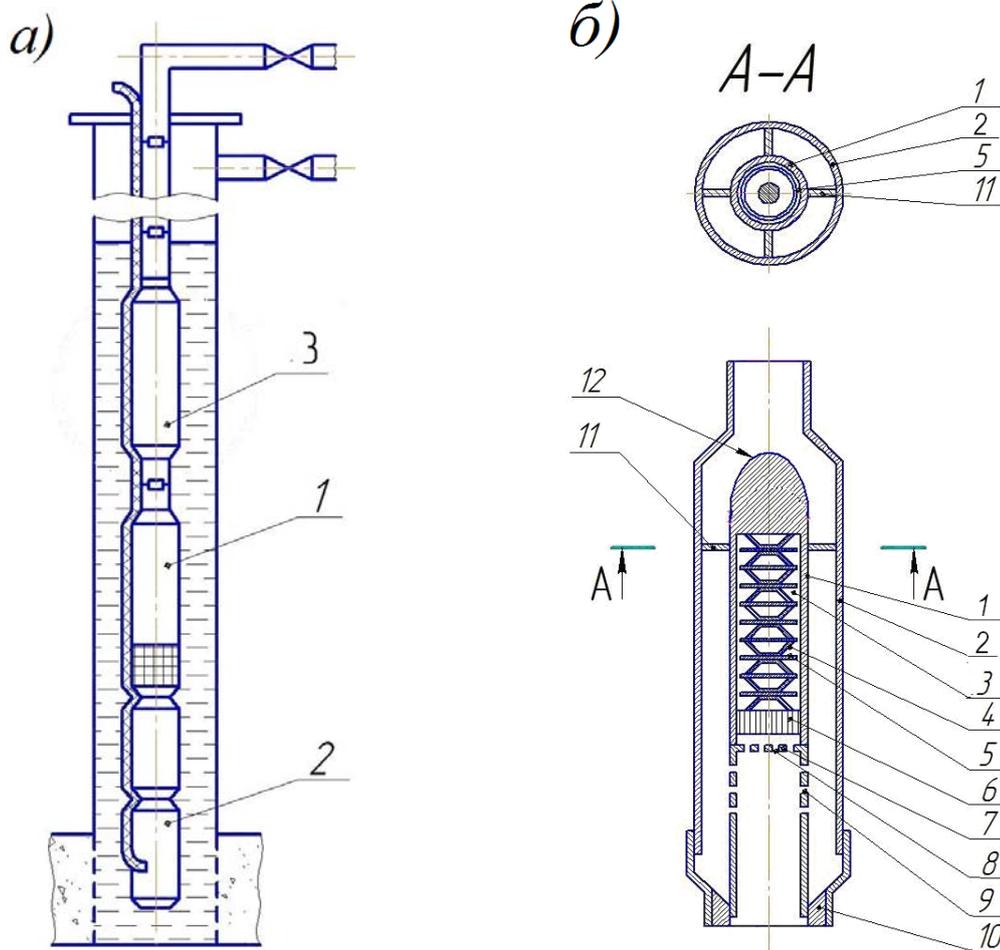
жесткостью для пружин из выбранных материалов. Проведены расчеты теоретических силовых характеристик при показателе политропы воздуха в пневмопружинном компенсаторе  $n$ , большем единицы. Силовая характеристика, полученная при учете показателя политропы воздуха  $n = 1,2$  в пневмопружинном компенсаторе на рабочем участке АВ (рисунок 9), рассчитанном на давление  $p_* = 15 \text{ МПа}$ , имеет не нулевую, а малую жесткость, что дает в среднем тот же эффект для перемещения поршня пневмопружинного компенсатора колебаний давления при воздействиях на него различных перепадов давления на выкиде ЭЦН.

Для облегчения подбора параметров пневмопружинного компенсатора колебаний давления для конкретных давлений на выкиде ЭЦН были определены опорные значения  $f, p_0, s, N, d$  для заданных давлений на выкиде насоса  $p_*$ .

Расположение пневмопружинного компенсатора колебаний давления с квазиулевым жесткостью в скважинной насосной установке представлено на схеме а) рисунка 11, а конструктивная схема разработанного пневмопружинного компенсатора колебаний давления с квазиулевым жесткостью (патент на изобретение № 2641812) представлена на Рисунке 11, б).

Перед спуском насосного оборудования в скважину пневматический колпак 1 заряжают инертным газом (рисунок 11 б). Таким образом, пневматический колпак 1 изначально находится в рабочем состоянии. В процессе работы насосной установки на выкиде электроцентробежного насоса возникают колебания давления жидкости. При изменении давления нагнетания газ в пневматическом колпаке 1 либо сжимается (при увеличении давления) либо расширяется (при уменьшении давления).

В первом случае перекачиваемая насосом жидкость, воздействуя на поршень 6, поступает в подпоршневую полость пневматического колпака 1, а во втором случае происходит ее обратное вытеснение. Такая конструкция компенсатора позволит снизить колебания давления на выкиде ЭЦН и вибрацию подземного насосного оборудования.



а) скважинная насосная установка в компоновке с пневмопружинным компенсатором колебаний давления

б) принципиальная схема пневмопружинного компенсатора колебаний давления с квазиулевой жесткостью

1 – погружной электроцентробежный насос; 2 – погружной электродвигатель; 3 – пневмопружинный компенсатор колебаний давления с квазиулевой жесткостью; 1 – пневматический колпак; 2 – внешняя труба; 3 – полость пневматического колпака; 4 – пакет тарельчатых пружин; 5 – шайбы; 6 – поршень; 7 – ограничитель хода поршня; 8 – отверстия ограничителя хода; 9 – отверстия; 10 – комбинированная муфта; 11 – спицы; 12 – головка

Рисунок 11 – Пневмопружинный компенсатор колебаний давления с квазиулевой жесткостью

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1 Разработана математическая модель пневмопружинного компенсатора колебаний давления на выкиде ЭЦН, состоящего из пакета последовательно соединенных тарельчатых пружин, расположенного внутри пневмопружины и подпирающего ее поршень, имеющего силовую характеристику с рабочим участком квазиулевой жесткости с перемещением поршня до 3,5 м и

предложен на уровне изобретения пневмопружинный компенсатор колебаний давления, обеспечивающий компенсацию перепадов давления на выкиде погружного насоса.

2 В результате аналитического исследования влияния перепадов давления на выкиде ЭЦН на перемещение поршня пневмопружинного компенсатора колебаний давления получены:

- линейная зависимость максимального перемещения поршня  $x_{\max}$  от максимального перепада давлений на выкиде ЭЦН при значениях коэффициента жесткости  $c \approx 100$  Н/м и  $c \approx 3000$  Н/м, доказывающая, что с увеличением перепада давления при малом коэффициенте жесткости  $c \approx 100$  Н/м максимальное перемещение поршня  $x_{\max} \approx 24,5$  м, при коэффициенте жесткости  $c \approx 3000$  Н/м, максимальное перемещение поршня  $x_{\max} \approx 0,8$  м;

- гиперболическая зависимость перемещения поршня от коэффициента жесткости, доказывающая, что с уменьшением коэффициента жесткости  $c$  максимальное смещение поршня  $x_{\max}$  увеличивается, например, при  $c \approx 100$  Н/м смещение поршня  $x_{\max} \approx 4,9$  м; при  $c \approx 3000$  Н/м смещение поршня  $x_{\max} \approx 0,16$  м.

3 Разработан лабораторный стенд для исследования физической модели пневмопружинного компенсатора давления с квазиулевым жесткостью. В результате экспериментальных исследований лабораторной модели установлено, что сходимость замеров размаха колебаний поршня с расчетными - 95...98%, т.о. экспериментальной верификацией теоретических результатов подтверждена адекватность разработанной математической модели.

4 Разработаны основы проектирования параметров пневмопружинного компенсатора давления, позволяющие по заданному давлению на выкиде ЭЦН подбирать параметры компенсатора.

**Основные результаты диссертационной работы опубликованы в следующих научных трудах:**

Публикации в рецензируемых научных журналах ВАК:

1 Уразаков, К.Р. Диагностирование технического состояния электроцентробежных насосных установок по уровню их вибрации /

К.Р. Уразаков, Е.Б. Думлер, А.С. Топольников, Р.И. Вахитова // Нефтегазовое дело. – 2017. – Т.15. – N1. – С.103-107.

2 Думлер, Е.Б. Поршневой компенсатор установки электропогружного центробежного насоса с квазиулеевой жесткостью / Е.Б. Думлер, А.Н. Зотов, К.Р. Уразаков [и др.] // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – М., 2017. – N 3. – С.8-14.

3 Думлер, Е.Б. Исследование эффективности поршневого компенсатора УЭЦН с квазиулеевой жесткостью. Часть 1: Механизм виброизоляции УЭЦН пневмопружинным компенсатором / Е.Б. Думлер, А.Н. Зотов, В.А. Молчанова [и др.] // Нефтегазовое дело. – 2017.–Т.15. – N2. – С.129-133.

4 Думлер, Е.Б. Исследование эффективности поршневого компенсатора УЭЦН с квазиулеевой жесткостью. Часть 2: Характеристика пневмокомпенсатора с квазиулеевой жесткостью / Е.Б. Думлер, А.Н. Зотов, К.Р. Уразаков [и др.] // Нефтегазовое дело. – 2017. – Т.15. – N3. – С.112-119.

5 Зотов А.Н. Моделирование работы пневмокомпенсатора с квазиулеевой жесткостью в установке электропогружного центробежного насоса / А.Н. Зотов, К.Р. Уразаков, Е.Б. Думлер // Записки Горного института. – 2018. – Т. 229. – С. 22-28.

#### Патенты:

6 Патент на изобретение № 2641812 Скважинная насосная установка / К.Р. Уразаков, Е.Б. Думлер, А.Н. Зотов [и др.] - опубликовано 22.01.2018. Бюл. №3.

#### Прочие публикации:

7 Адыгамов, А.М. Пути повышения надежности УЭЦН/ А.М. Адыгамов, Е.Б. Думлер // Материалы Всерос. 41-й науч.-техн. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов: в 2 т. – Октябрьский: Изд-во УГНТУ, 2014. – Т. 1. – С. 123-126.

8 Думлер, Е.Б. Пути решения проблемы «полетов» ЭЦН в скважине / Е.Б. Думлер, В.И. Юдин, Р.М. Фатхутдинова // Ученые записки АГНИ: сб. тр. – Альметьевск: Изд-во АГНИ, 2015. – Т. 14 (внеочередной выпуск). – С. 62-65.

9 Думлер, Е.Б. Анализ причин обрывов погружных центробежных насосов / Е.Б. Думлер, Р.М. Фатхутдинова // Нефтегазовый комплекс: образование, наука и производство: материалы Всерос. науч.-практ. конф. – Альметьевск: Изд-во АГНИ, 2016. – Ч.1. – С. 212-214.

10 Уразаков, К.Р. Влияние вибрации на работоспособность электропогружных центробежных насосных установок / К.Р. Уразаков, Е.Б. Думлер // Нефтегазовый комплекс: образование, наука и производство: материалы Всерос. науч.-практ. конф. – Альметьевск: Изд-во АГНИ, 2016. – Ч.1.– С.214-217.

11 Думлер, Е.Б. Методы диагностики состояния УЭЦН по вибрационным параметрам / Е.Б. Думлер, Р.И. Вахитова, К.Р. Уразаков // Опыт, проблемы и перспективы развития неразрушающих методов контроля и диагностики машин и агрегатов: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф., посвященной 60-летию юбилею филиала УГНТУ в г. Октябрьском и 20-летию лаборатории "Вибродиагностика машин и агрегатов нефтяной промышленности". – Октябрьский: Изд-во УГНТУ, 2017. – С.253-258.

12 Миннигалиев, Д.Р. Review of the vibration level reduction methods in ESP (Обзор методов снижения уровня вибрации в ЭЦН) / Д.Р. Миннигалиев, Е.Б. Думлер // Иностранный язык в профессиональной коммуникации: материалы VII Всерос. науч.-практ. конф. студентов, магистров, аспирантов (г. Уфа, 17-28 апреля 2017 г.) / отв. ред. Н.П. Пешкова. – Уфа: РИЦ БашГУ, 2017. – С.406-408.

13 Зотов, А.Н. Моделирование работы поршня пневмокомпенсатора с квази нулевой жесткостью / А.Н. Зотов, Е.Б. Думлер, К.Р. Уразаков // Роль математики в становлении специалиста: материалы Междунар. науч.-метод. конф. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2017. – С.13-16.

14 Уразаков, К.Р. Поршневой пневмокомпенсатор электроцентробежного насоса / К.Р. Уразаков, А.Н. Зотов, Е.Б. Думлер [и др.] // Достижения, проблемы и перспективы развития нефтегазовой отрасли: материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Альметьевск: Изд-во АГНИ, 2018. – Т.2. – С.456-462.