



Долов Темир Русланович

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КЛАПАННЫХ УЗЛОВ СКВАЖИННЫХ
ШТАНГОВЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (в нефтегазовой
отрасли)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина», г. Москва

Научный
руководитель:

доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой машин и оборудования
нефтяной и газовой промышленности Российского
государственного университета нефти и
газа (национальный исследовательский университет)
имени И.М. Губкина
Ивановский Владимир Николаевич

Официальные
оппоненты:

доктор технических наук, профессор кафедры
«Машины и оборудование нефтегазовых
промыслов» Уфимского государственного нефтяного
технического университета
Уразаков Камил Рахматуллович

кандидат технических наук, первый
заместитель директора по НПО ООО «Пермская
компания нефтяного машиностроения»
Песин Михаил Владимирович

Ведущая
организация:

Институт «ТатНИПИнефть» ПАО «Татнефть»
Им. В.Д. Шашина

Защита состоится «15» декабря 2017 г. в 13:00 на заседании диссертационного совета Д212.291.02 в Ухтинском государственном техническом университете по адресу: 169300, г. Ухта, ул. Первомайская, д.13.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Ухтинский государственный технический университет», www.ugtu.net в разделе «Диссертации».

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с заверенными гербовой печатью и подписью просим направлять по адресу: 169300, г. Ухта, ул. Первомайская, д.13, ФГБОУ ВО «Ухтинский государственный технический университет», диссертационный совет.

Автореферат разослан «20» октября 2017г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук



Борейко Д.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Эффективность работы штанговых насосов, которыми оборудовано до 35% всех российских нефтяных скважин, в первую очередь зависит от работы клапанного узла. В России и за рубежом в большинстве случаев в скважинных штанговых насосных установках (СШНУ) применяют шариковые клапаны. Этот вид клапанов зарекомендовал себя как надежный и простой по конструкции элемент насоса. В то же время разнообразие усложнений условий эксплуатации привело к разработке новых конструкций клапанов: каплевидные, золотниковые, тарельчатые. Работа таких конструкций клапанов не полностью исследована. Клапанные узлы должны подбираться под конкретные условия эксплуатации, с целью повышения эффективности работы, как клапанов, так и всей насосной установки. Поэтому исследование клапанных узлов и созданию методики выбора типа и конструкции клапанов штанговых насосов являются актуальными.

Степень разработанности.

Степень разработанности работы высокая, т.к. проведенные компьютерные и натурные эксперименты, результаты которых хорошо коррелируются между собой, обеспечивают объективные предпосылки повышения эффективности добычи нефти с помощью СШНУ за счет оптимального выбора конструкции клапанных узлов.

Цель работы. Повышение эффективности добычи нефти с помощью СШНУ за счет оптимального выбора конструкции клапанных узлов, выполненного на основе результатов математического моделирования и стендовых испытаний.

Задачи работы:

- Разработать математическую модель работы СШНУ с целью определения кинематики движения жидкости в клапанном узле штангового насоса.
- Разработать математическую модель работы клапанных узлов и получить сравнительные характеристики клапанов.
- Разработать математическую модель по расчету нагрузки при посадке запорного элемента на поверхность седла.

- Провести стендовые испытания клапанов на определение гидравлического сопротивления, скорости изнашивания и герметичности.
- Создать методику подбора клапанных узлов для СШНУ в зависимости от условий эксплуатации.

Научная новизна:

Математическая модель работы СШНУ и её клапанных узлов, позволяющая определять законы движения жидкости в насосе и в клапане и учитывающая условия эксплуатации насоса (угол отклонения оси клапана от вертикали; вязкость откачиваемой среды; перепад давления; изменение подъема запорного элемента).

Способ определения сроков службы клапанов на основании математической модели и расчета ударных нагрузок при посадке запорного элемента клапана на поверхность седла.

Зависимости, которые обеспечивают подбор клапанных узлов СШНУ, учитывающие физические свойства перекачиваемой среды, геометрию и закон движения клапана, перемещение запорного элемента клапана, основанные на результатах стендовых испытаний клапанных узлов штанговых насосов.

Теоретическая значимость работы:

Разработанные автором положения, посвященные закону движения жидкости в клапанах, зависимости гидравлического сопротивления клапанов разной конструкции, определению контактных нагрузок при посадке шара на седло, могут быть использованы в качестве теоретических основ при дальнейших работах по совершенствованию клапанных узлов.

Практическая значимость и реализация результатов работы:

Разработанная математическая модель, а также результаты исследований позволяют подбирать наиболее эффективные конструкции клапанных узлов штанговых насосов для различных условий эксплуатации.

Разработанная математическая модель работы клапанных узлов и методика подбора клапанов позволяют обеспечить эффективность работы клапанов и повысить коэффициент наполнения насоса.

Результаты, полученные в диссертационной работе внедрены в ПО «Автотехнолог+соль» (АКТ внедрения приведен в приложении), которая применяется в нефтяных и сервисных компаниях России (Роснефть, ЛУКОЙЛ, РИМЕРА-Сервис и др.), использующих штанговые насосные установки. Акты о внедрении и признании результатов работы приведены в Приложении к диссертационной работе.

Методология и методы исследования:

Математическое моделирование и теоретические исследования с использованием программных комплексов *Solid Works Simulation, Flow Simulation, ANSYS и STAR-CCM+*, натурные испытания в стендовых условиях.

Степень достоверности результатов и выводов:

Проведена верификация теоретических научных результатов с результатами физического эксперимента и с результатами теоретических, стендовых и промысловых испытаний других авторов. Получена сходимость результатов в интервале не менее 80%.

Положения, выносимые на защиту:

Математические модели и результаты математического и физического эксперимента исследования работы клапанных узлов штанговых насосов, учитывающие условия эксплуатации насоса.

Методика подбора клапанных узлов СШНУ, учитывающая условия эксплуатации насоса и обеспечивающая эффективную эксплуатацию оборудования в осложненных условиях.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на:

- 65-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2011»; М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2011;

- 66-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2012»; М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012;
- 67-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2013», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2013;
- X Всероссийской научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России», М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014.
- 68-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2014», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014;
- 69-я Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ-2015», М.:РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2015.
- XI Всероссийской научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России», М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2016.
- Конкурс научных работ студентов и аспирантов ведущих нефтяных вузов Российской Федерации, Альметьевск: ПАО «Татнефть»,2016.

Публикации по теме. По теме диссертации опубликовано 11 научных работ, из них 3 - в ведущих рецензируемых научных журналах, входящих в Перечень ВАК Минобрнауки РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, изложена на 138 страницах; содержит 71 рисунок, 11 таблиц и список использованных источников из 76 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы объект, предмет, цель и задачи исследования, научная новизна, представлены защищаемые положения и практическая значимость результатов исследования.

В первой главе приведен анализ фонда скважин (ЛУКОЙЛ-Пермь, Пермский край, период с 2005 по 2015 год), описаны основные причины отказа скважинных штанговых насосных установок, рассмотрены основные конструкции клапанных узлов, применяемых в штанговых насосах.

Для выявления недостатков штанговых насосов необходимо наметить основные направления развития данного оборудования. Анализ отказов штанговых насосов (выборка из 5 тыс. отказов) показал, что на первом месте находятся отказы, связанные с обрывом колонны штанг, которые составляют 45%, на втором - отказы, связанные с выходом из строя клапанных узлов, которые составляют 24%.

Установлено, что примерно в 90% случаев в штанговых насосах используют шариковые клапаны, которые не всегда эффективно работают в осложненных условиях эксплуатации.

Во второй главе рассмотрены основные конструкции клапанных узлов штанговых насосов, проанализированы основные методики (Кеннет Р., Молчановой А.Г., Пирвердяна А.М., Степановой И.С., Уразакова К.Р., Хавард Т.) по расчету клапанных систем. На основе анализа результатов исследований, выполненных различными авторами, определены основные задачи данной работы.

Анализ конструкций штанговых насосов показал, что в настоящее время в штанговых насосах используют четыре основные конструкции клапанных узлов: шариковые клапаны (а), с каплевидным запорным элементом (б), тарельчатые (в), золотниковые (г) (рисунок 1). Некоторые из них имеют специальный привод для принудительного открытия и закрытия клапанов.

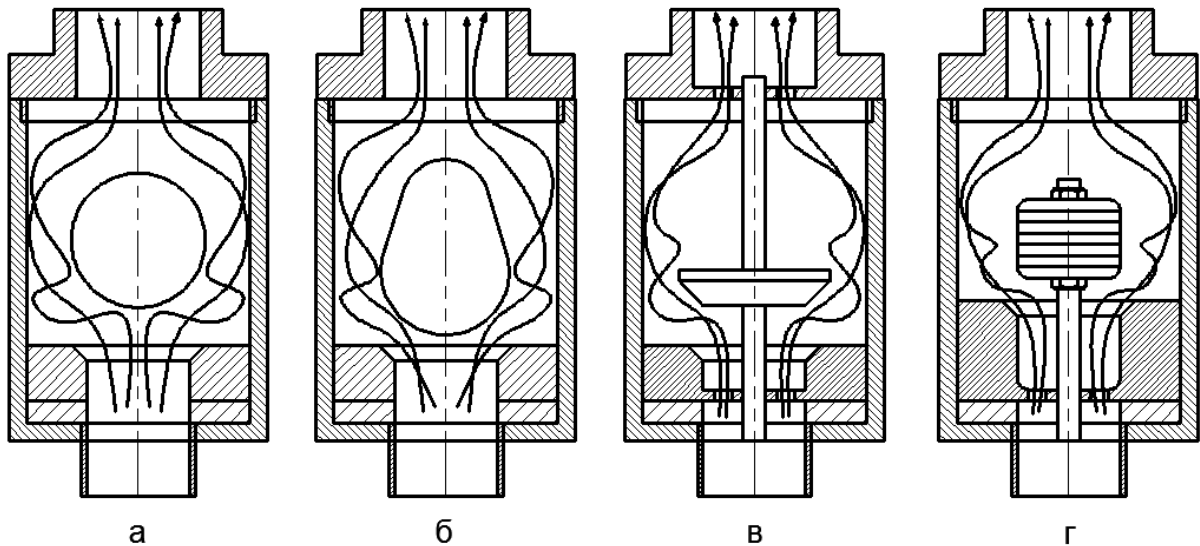


Рисунок 1 - Исследуемые конструкции клапанных узлов СШНУ

В российской нефтяной промышленности наибольшее распространение получили шариковые клапаны, которые хорошо зарекомендовали себя в разных условиях эксплуатации.

В настоящее время условия добычи нефти стали гораздо сложнее, поэтому шариковые клапаны не всегда является эффективным. Следовательно, актуален вопрос создания методики расчета клапанных узлов для их подбора и эффективного использования в различных условиях эксплуатации.

Исследованиями работы клапанных узлов занимались такие авторы как: Давлетшин Х.Г., Костыченко Е.В., Кеннет Р., Ивановский В.Н., Молчанова А.Г., Пирвердян А.М., Петросян В.А., Степанова И.С., Уразаков К.Р., Хавард Т., и другие.

Проведя анализ работ выше упомянутых авторов, было выявлено, что большинство исследований сводится к определению коэффициента расхода клапана μ , который рассчитывается по формуле (2.1), причем данный параметр определяется для крайнего положения запорного элемента клапана (клапан полностью открыт):

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\frac{2\Delta P}{\rho} \left(\frac{f}{Q}\right)^2}} \quad (2.1)$$

где, ΔP - перепад давления на клапане, МПа;

ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³;

f – площадь проходного сечения в клапане, м²;

μ – коэффициент расхода в клапане;

Q – средний объемный расход жидкости через клапанный узел, м³/с.

Так как данный параметр рассчитывается для крайних положений, он не дает полной картины о работе клапанного узла. Для получения параметров клапана на протяжении всего цикла работы, необходимо рассчитать коэффициент гидравлического сопротивления клапана ξ , который определяется по формуле (2.3), данный параметр описывает весь процесс работы клапанного узла.

Коэффициент расхода связан с коэффициентом сопротивления по формуле (2.2):

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha + \xi}} \quad (2.2)$$

Где, ε – коэффициент сжатия потока жидкости;

α – коэффициент Кориолиса.

Коэффициент ξ , является функцией от давления и расхода, которые в свою очередь зависят от подъема запорного элемента:

$$\xi = \frac{2}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} \left(\frac{\pi d^2}{4} \frac{dQ}{dx} \right)^2 \quad (2.3)$$

Где: $\frac{dP}{dx}$ – бесконечно малый перепад давления на клапане при фиксированном значении подъема запорного элемента, МПа;

$\frac{dQ}{dx}$ – бесконечно малый расход жидкости через клапанный узел при фиксированном значении подъема запорного элемента, м³/с.

Проведя анализ значений коэффициента ξ , был выявлен ряд параметров, влияющих на данный коэффициент:

- D – диаметр запорного элемента, мм;
- L – максимальная высота подъема запорного элемента, мм;

- d – средний диаметр посадочной поверхности, мм;
- ΔP - перепад давлений на клапане, МПа;
- Re - число Рейнольдса;
- α - угол отклонения оси клапана от вертикали, град.

Так как значения данных параметров влияют на коэффициент ξ , то их следует считать основополагающими при выборе конструкции клапанного узла.

В третьей главе представлены теоретические исследования работы клапанного узла штангового насоса в зависимости от условий эксплуатации: угол отклонения оси клапана от вертикали; вязкость откачиваемой среды; перепад давления; высота подъема запорного элемента.

Эффективность работы насоса во многом зависит от своевременности открытия и закрытия клапанов в процессе всасывания и нагнетания. В свою очередь скорость подъема запорного элемента зависит от величины гидравлического сопротивления, создаваемого клапаном в процессе прохода через него жидкости, а также от массы, геометрии запорного элемента клапана и расхода жидкости.

В крайнем открытом положении запорного элемента коэффициент расхода клапана μ , считается постоянной величиной, это учитывается при расчете коэффициента расхода, определяемого по формуле (2.1). Во всех остальных положениях, данная величина изменяется, так как в процессе подъема запорного элемента меняются граничные условия. В работах авторов, занимавшихся этой проблемой, определялся коэффициент расхода клапана, который не описывает весь цикл работы клапанной пары, а дает оценку работы клапана в крайних положениях. При этом нельзя забывать, что периоды перемещения запорного элемента клапана занимают большую часть времени работы клапана – до 60%, следовательно, именно данная часть рабочего процесса клапана имеет большое влияние на эффективность работы клапана, и поэтому подлежит самому пристальному изучению.

Например, у исследуемых конструкций клапанов величина коэффициента расхода совпадает, а значение коэффициента сопротивления в процессе работы

клапана может различаться в разы. В данном случае клапан, имеющий большее значение гидравлического сопротивления в процессе работы, будет иметь меньшую скорость закрытия, что приведет к утечкам жидкости и уменьшению коэффициента подачи насоса.

Для расчета скорости закрытия клапана необходимо определить среднюю скорость течения жидкости через насос. Данная скорость в свою очередь зависит от скорости движения штанговой колонны. Для определения кинематики движения штанговой колонны использовались формулы (3.1).

$$\left\{ \begin{array}{l} s_A = \frac{k_1}{k} \left[r(1 - \cos(\varphi)) + \frac{r^2}{2 \cdot l} \sin^2(\varphi) \right] \\ v_A = \frac{k_1}{k} \left[r\omega \sin(\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \sin(2\varphi) \right] \\ a_A = \frac{k_1}{k} \left[\omega^2 r \cos(\varphi) + \frac{r}{l} \cos(2\varphi) \right] \end{array} \right. \quad (3.1)$$

где: s_A, v_A, a_A – перемещение, скорость и ускорение точки подвеса колонн штанг;

k_1, k – соответствующие плечи балансира, м;

r – радиус кривошипа, м;

ω – угловая скорость кривошипа, рад/с;

l – длина шатуна, м;

φ – угол поворота кривошипа, град.

Определив кинематические показатели в точке подвеса колонны штанг, необходимо провести пересчет на точку подвеса насоса, так как колонна штанг в процессе работы имеет продольные деформации. В связи с этим данные параметры будут различаться. Для расчета продольных колебаний колонны штанг в нефтяной промышленности используются дифференциальные уравнения, аналогичные телеграфным:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{\partial \sigma}{\partial x} = 2a\rho + \rho \frac{\partial v}{\partial t} \\ -\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{1}{E} \cdot \frac{\partial \sigma}{\partial t} \end{array} \right. \quad (3.2)$$

где: σ, v – напряжение и скорость в данном сечении колонны штанг, МПа, м/с;

$2 \cdot a$ – константа вязкого трения;

ρ, E – соответственно плотность и модуль упругости материала штанги, кг/м³, МПа.

Для получения конечных выражений параметров в точке подвеса насоса расчет зависимостей производился по методике И.А. Чарного, А.И. Фрейдензона и Ц.Т. Арустамовой. Итоговое выражение перемещения точки подвеса насоса приведено ниже и определяется по формуле (3.3). При этом примем следующие допущения: жидкость несжимаема и поток жидкости не имеет разрывов.

$$U(l, t) = \left(|U_1| |\cos(kl)| \cos(\chi') - \frac{|P_1| |\sin(kl)|}{\frac{m\omega}{c} E f S} \cos(\lambda') \right) \cos(m\omega t) + \left(|U_1| |\cos(kl)| \sin(\chi') - \frac{|P_1| |\sin(kl)|}{\frac{m\omega}{c} E f S} \sin(\lambda') \right) \sin(m\omega t) \quad (3.3)$$

где: f – площадь сечения штанги, м²;

l – глубина подвески насоса, м;

ω – угловая скорость кривошипа, рад/с;

m – суммарный вектор скорости колонны штанг, м/с;

λ', χ' – частные решения данного уравнения, м;

k, S – коэффициенты телеграфного уравнения;

U_1 – перемещения в точке подвеса колонны штанг на устье скважины, м;

c – скорость звука в материале штанги, м/с;

P_1 – растягивающие нагрузки в точке подвеса колонны штанг, Н.

Для определения скорости и ускорения в точке подвеса насоса в скважине, необходимо взять первую и вторую производную от (3.3). При этом, с учетом допущений (жидкость несжимаема и поток жидкости не имеет разрывов), будет определена и скорость течения жидкости через клапанный узел штангового насоса.

Вопрос расчета коэффициента гидравлического сопротивления ξ в процессе работы клапана важен, так как при правильной работе клапана увеличивается коэффициент наполнения насоса. Поэтому необходимо вести подбор клапана для определенных условий эксплуатации.

Для решения данной задачи разработана математическая модель расчета коэффициента гидравлического сопротивления клапанного узла в процессе работы. В данной математической модели ведется расчет коэффициента сопротивления, с учетом того что, расход жидкости, скорость течения жидкости, перепад давлений на клапане являются переменными величинами и зависят от высоты подъема запорного элемента.

Исходными параметрами для расчета коэффициента ξ , в математической модели являются (рисунок 2):

P_1 – давление на выходе из клапанного узла, МПа; τ_1 – кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, Па·с; ρ_1 – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; Q_1 – массовый расход жидкости, кг/с; d_1 – диаметр шара, мм; d_2 – средний диаметр седла, мм; d_3 – внешний диаметр седла, мм; d_4 – диаметр входного сечения в клапан, мм; d_5 – внутренний диаметр клетки, мм; l_1 – высота подъема запорного элемента, мм; α – угол отклонения оси клапана от вертикали, град. В расчетах, связанных с определением коэффициента ξ , рассчитывалось число Рейнольдса, которое зависит от скорости течения жидкости, гидравлического диаметра канала и вязкости.

Разработанная математическая модель позволяет рассчитывать величину коэффициента на протяжении всей работы клапанного узла, так же модель учитывает: физические свойства перекачиваемой жидкости, угол отклонения оси клапана от вертикали, высоту подъема запорного элемента, перепад давления на клапане, диаметр запорного элемента, высоту подъема запорного элемента и средний диаметр посадочной поверхности седла клапана.

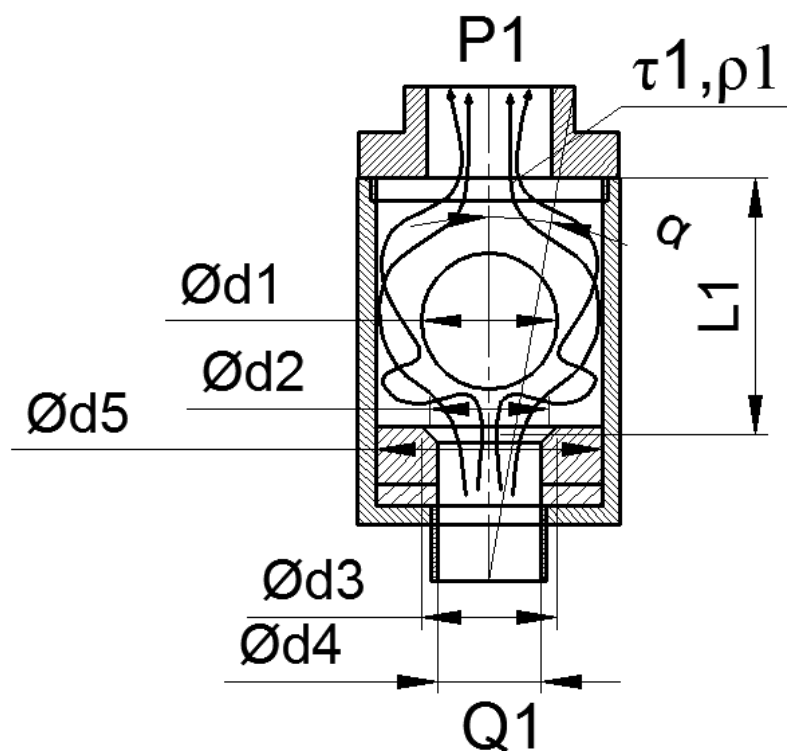


Рисунок 2 - Расчетная схема для определения коэффициента гидравлического сопротивления клапана

На основе разработанной математической модели были получены гидравлические характеристики работы клапанных узлов разной конструкции (рисунок 3-5).

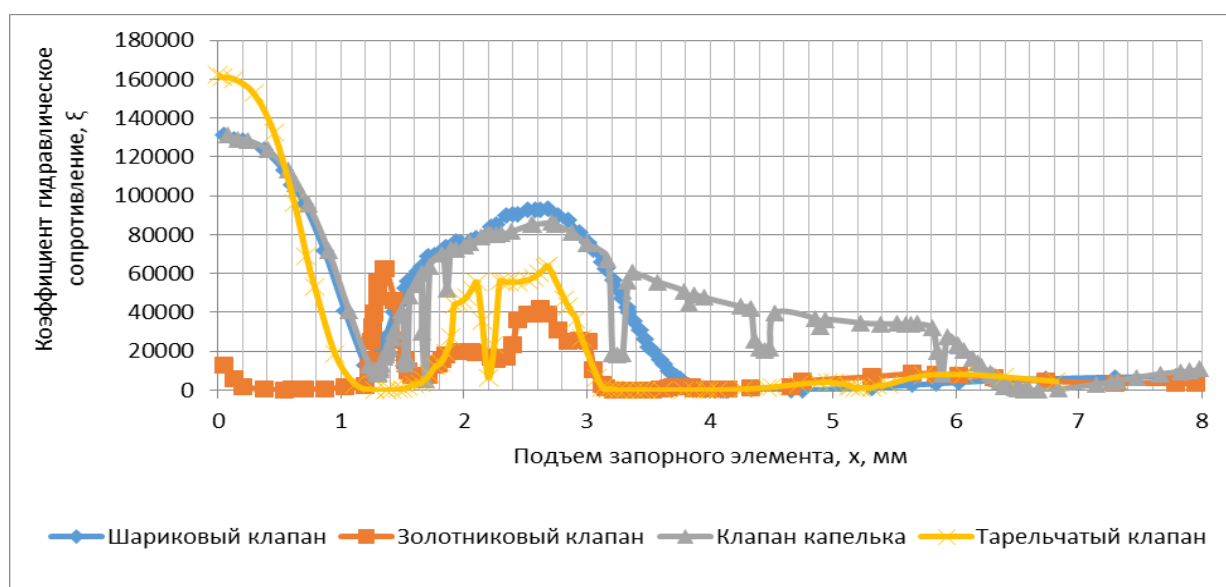


Рисунок 3 - Изменения коэффициента ξ от подъема запорного элемента в клапанном узле

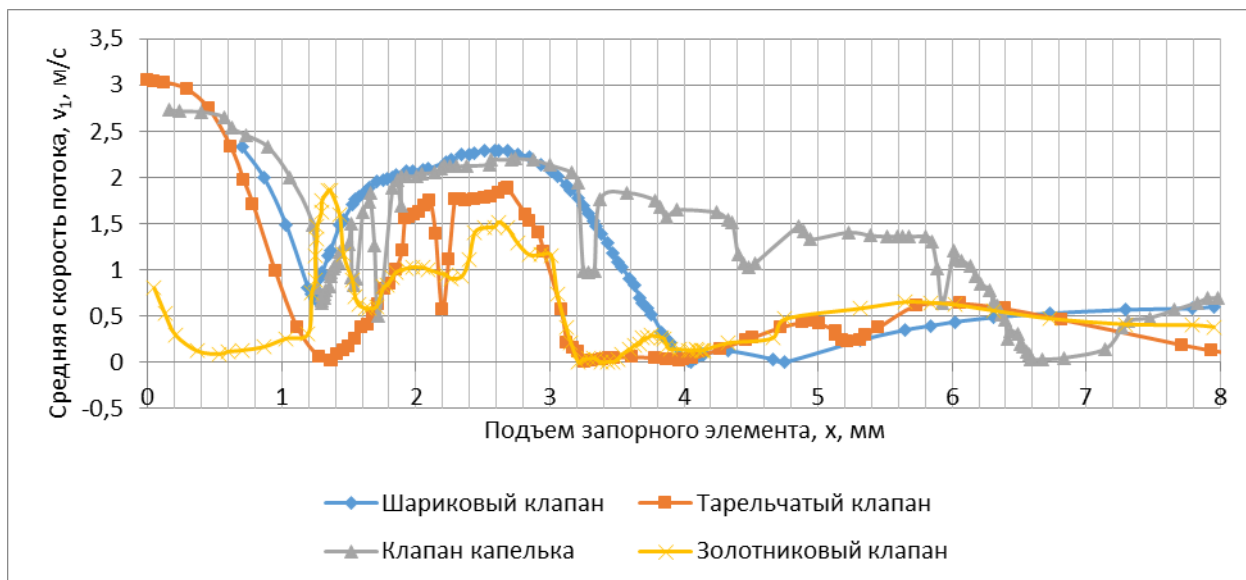


Рисунок 4 - Изменения средней скорости течения жидкости от подъема запорного элемента

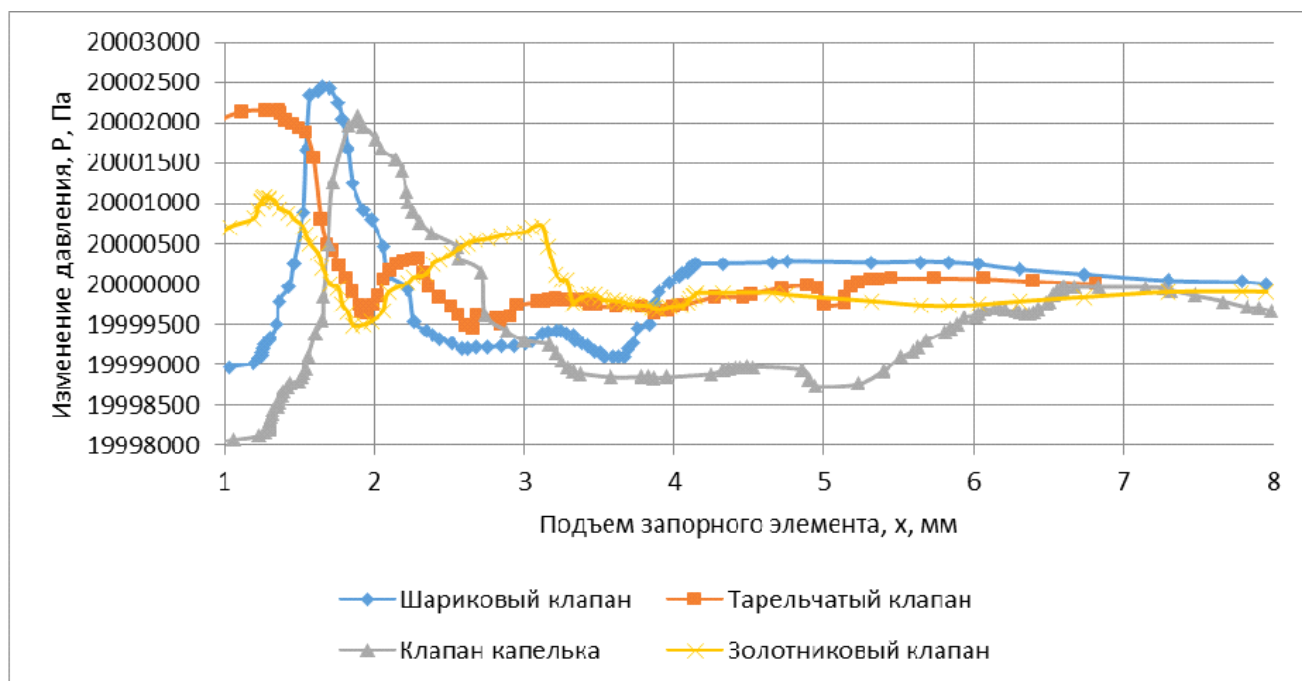


Рисунок 5 - Изменения давления от подъема запорного элемента

Полученные характеристики работы клапанов позволяют сделать обоснованный выбор конструкции клапана в зависимости от условий эксплуатации, например, для высокой вязкости жидкости наилучшим будет использование шарикового клапана; при необходимости ограничения высоты подъема запорного элемента в 1 мм - лучшим будет золотниковый клапан.

Для определения долговечности клапанов была разработана математическая модель, позволяющая рассчитывать величину ударной нагрузки при посадке запорного элемента на поверхность седла. Данная модель позволила провести компьютерные испытания клапанов по определению ресурса.

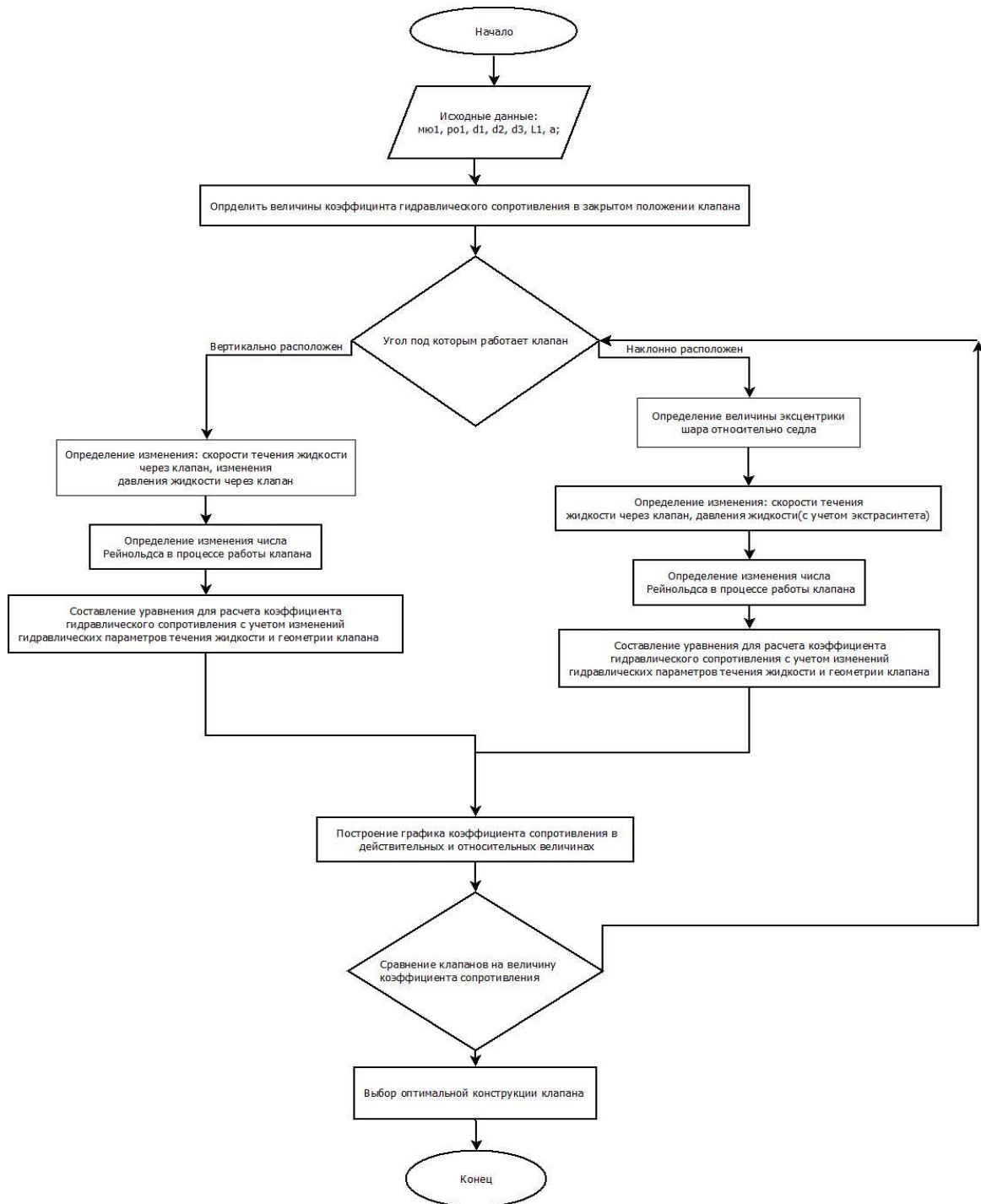


Рисунок 6 - Блок-схема программы определения коэффициента гидравлического сопротивления клапана

Исходными параметрами для расчета ударной нагрузки и наработки до отказа в математической модели являются: P_1 – давление на выходе из

клапанного узла; свойства жидкости (τ_1 – кинематическая вязкость, ρ_1 – плотность); v_1 – скорость течения жидкости в клетке клапана; характерные размеры клапана (d_1 – диаметр шара; d_2 – внешний диаметр седла; d_3 – диаметр фаски отверстия седла; d_4 – диаметр отверстия седла); L_1 – высота подъема и m_2 – масса запорного элемента; Q_1 – объемный расход жидкости.

Разработанная математическая модель предназначена для расчета величины напряжений, возникающих при соударении запорного элемента и седла, с дальнейшим определением значения ресурса клапанной пары. Модель учитывает физические свойства откачиваемого флюида и запорного элемента. Величина наработки зависит от конструкции клапанного узла и вида перекачиваемой среды. Визуализация результатов моделирования представлена на рисунке 7.

Результатом расчетов с применением разработанной математической модели является величина наработки до отказа, в рассмотренном далее примере, приведенном на рисунке 7, получены следующие значения: максимальное значение срока службы $5 \cdot 10^6$ циклов, минимальное значение - $2,2 \cdot 10^4$ циклов. При частоте ходов плунжера 10 в минуту: максимальная наработка клапана составляет 347 дней, что хорошо согласуется с наработками клапанных узлов СШНУ в условиях Западной Сибири и многих регионов Поволжья.

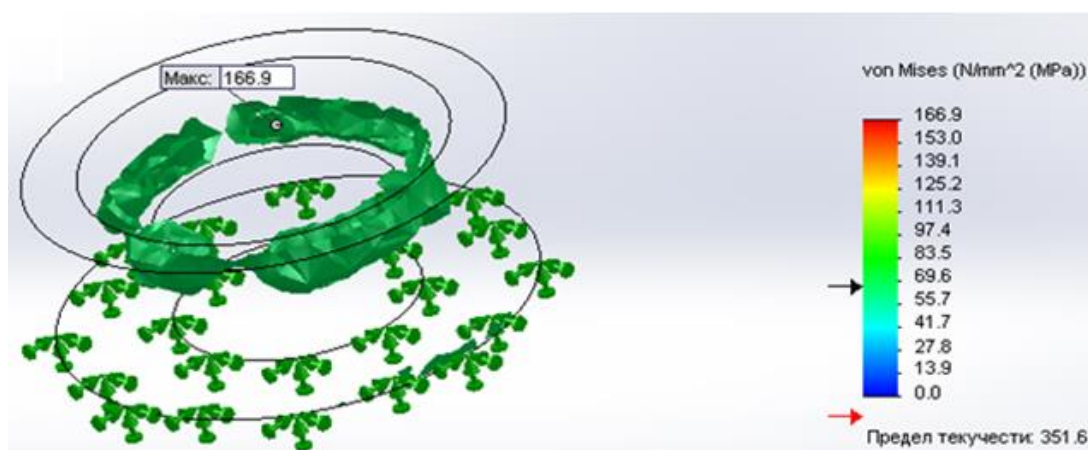


Рисунок 7 - Визуализация результатов компьютерных испытаний на величину напряжений в точке контакта

При помощи характеристик работы клапанов, потребитель имеет возможность выбирать оптимальную конструкцию, которая будет самой

эффективной в данных условиях эксплуатации, что позволит увеличить ресурс всей насосной установки.

В четвертой главе изложены задачи стендовых испытаний, даны описания разработанных стендов, проведен анализ полученных результатов. Схемы стендов и методики испытаний представлены в работах автора, опубликованных в журналах, рекомендованных ВАК.

Для проверки методики расчета и оценке точности расчетных данных, при непосредственном участии автора был спроектирован и изготовлен с помощью 3-D принтера стенд для испытаний клапанов по определению создаваемого гидравлического сопротивления. Стенд позволяет определять изменение коэффициента ξ при перемещении запорного элемента. Для проведения испытаний на указанном стенде была создана программа и методика стендовых испытаний.

По результатам стендовых испытаний построен график изменения коэффициента ξ (рис.8) и μ (рис.9). На данный график нанесены результаты математического моделирования работы клапанов штанговых насосов, а также результаты, полученные в диссертационной работе Молчановой А.Г. и результаты испытаний, проведенных компанией ООО НТВЦ «Эдукон».

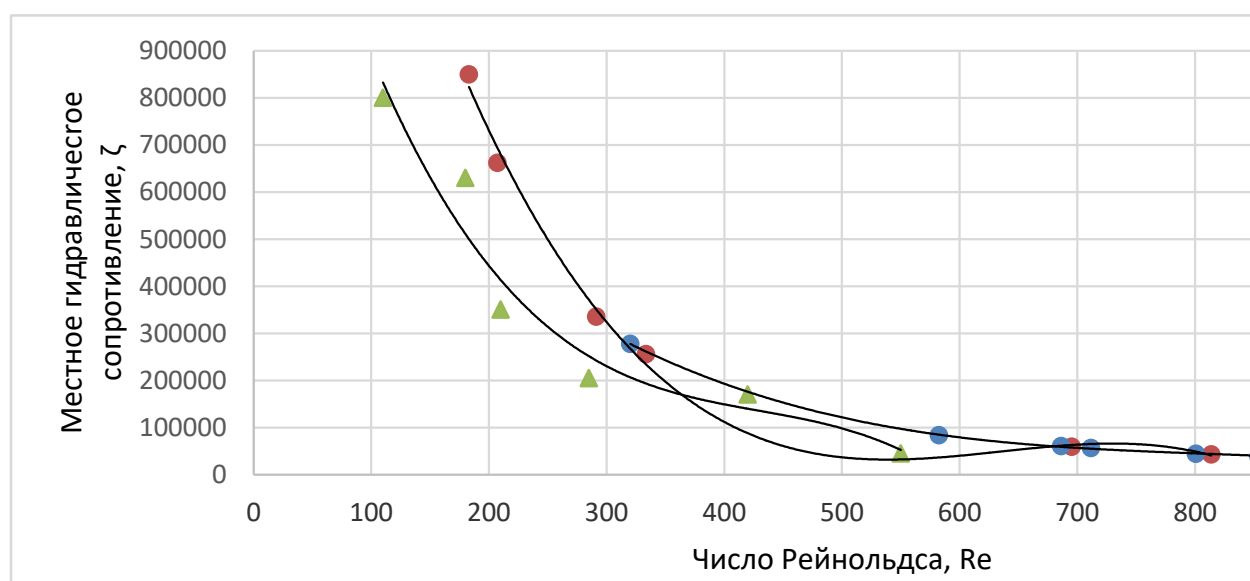


Рисунок 8 - Значения коэффициента ξ , полученного путем математического моделирования и стендовых испытаний

Анализ приведенных графиков показал, что результаты математического моделирования и стендовых испытаний имеют хорошую сходимость. Разброс результатов не превышает 7 %.

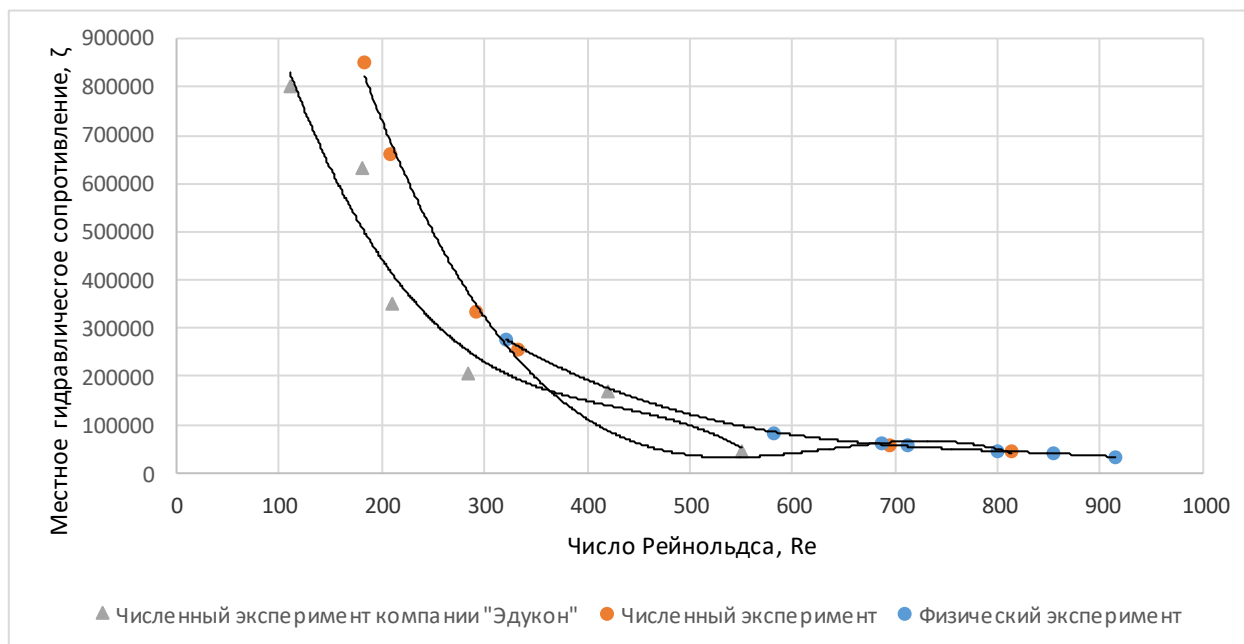


Рисунок 9 - Результаты физических и численных экспериментов по определению коэффициента расхода через клапан

Как было упомянуто выше, величина ресурса клапанного узла очень важна для эффективной работы клапанов и всей установки.

Для выявления наиболее эффективных конструкций клапанных узлов была разработана методика ускоренных испытаний клапанных узлов на герметичность и износ, которая позволяет дать оценку работы каждой конструкции и вести подбор клапанов для различных условий эксплуатации.

Для исследования было выбрано 14 клапанных пар с наиболее часто встречающимися типами конструкционных материалов, представленных на данный момент в нефтяной отрасли РФ.

Для определения герметичности клапанов был спроектирован специальный стенд. Герметичность клапанов определялась по времени изменения давления вакуумирования в полости под испытываемым клапаном. Перед испытанием клапанов производился замер шероховатости и микротвердости поверхности шара

и посадочной поверхности седла, для отслеживания изменения данных показателей после износа изделий.

Для проведения испытаний клапанов на износ созданы программа и методика стендовых испытаний и изготовлен специальный стенд. Ускоренные испытания имитировали работу клапанных узлов СШНУ в стандартных условиях в течение года. При этом все исследуемые образцы клапанных устройств проходят испытания в идентичных условиях, в связи с чем, сравнительная износостойкость клапанов позволяет сделать однозначный вывод об эффективности использования разных клапанов в одинаковых условиях эксплуатации.

После испытаний на износ проводились повторные стендовые испытания на герметичность и замер шероховатости поверхностей деталей клапанов. Примеры изменения герметичности клапанных узлов после испытаний на износостойкость приведены на рис. 10 и 11.

В результате эксперимента были получены характеристики работы клапанных узлов, которые позволили дать рекомендации по применению тех или иных материалов (стали, твердые сплавы, металлокерамика, керамика и т.д.) для различных условий эксплуатации.

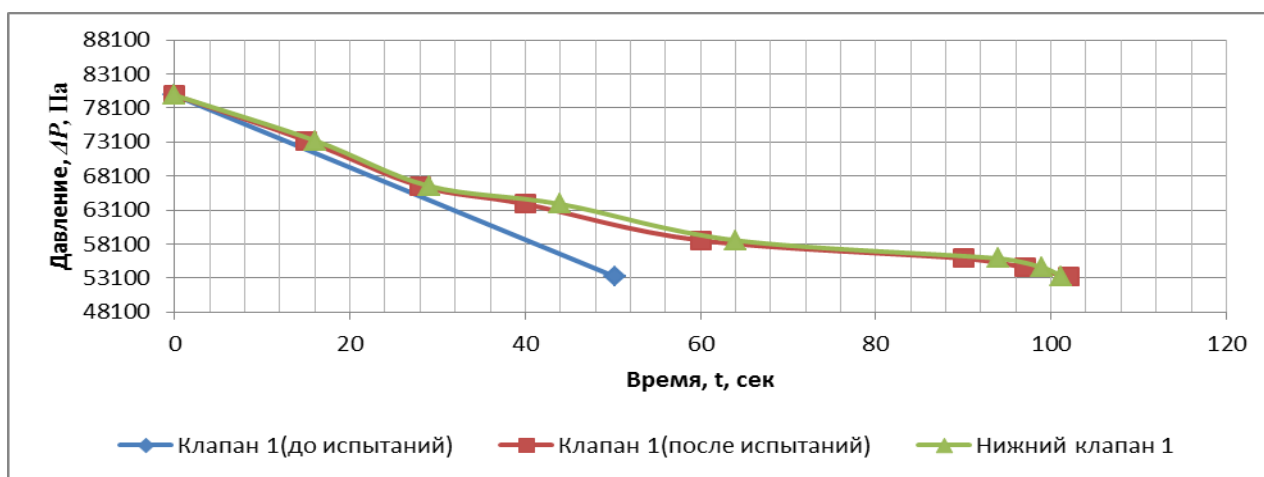


Рисунок 10 - Зависимости изменения давления от времени для клапанов VII-175-ТС1 (материал шара и седла - твердый сплав "Интеграл")

Замеры показали, что для клапана VII-175-TC1 среднее арифметическое отклонение профиля (R_a) и высота неровностей профиля по десяти точкам (R_z) поверхности шара и седла после работы в среде модельной жидкости увеличились всего на 0,0015мм (произошла только приработка деталей клапана); а для клапанов VII-175-ST2 и VII-175-ST1 – шероховатость увеличились на 0,166 мм, следовательно, произошел износ. При этом клапаны типа VII-175-TC1 показали повышенную герметичность после приработки в среде технической воды, содержащей 25 г кварцевого песка на 1 л технической воды.

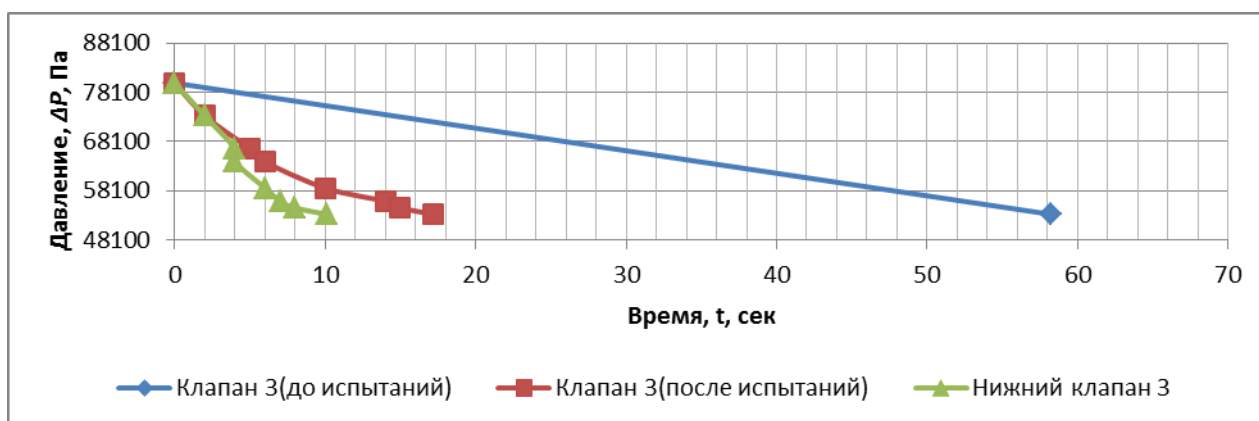


Рисунок 11 - Зависимости изменения давления от времени для клапанов VII-175-ST1 (материал шара и седла - стеллит "Интеграл")

На основании численных и физических экспериментов была разработана методика выбора конструкции шариковых клапанов при комплектовании СШНУ для различных условий эксплуатации (вязкость, перепад давлений на клапане, угол искривления, количество механических примесей). Например, для откачки жидкости с малым (до 0,5 г/л) содержанием механических примесей и вязкостью более 500 сП предлагается использовать клапаны из твердых сплавов или стали, для добычи нефти с выпадением парафина – материал шара - нитрид кремния, материал седла - стеллит, при концентрации твердых механических примесей более 1,3 г/л - детали клапана должны выполняться из твердых сплавов. Так же на основе численных и физических экспериментов было выявлено, что клапанные пары имеющие отношение твердости седла к твердости шара в диапазоне 1,01 до 1,05 являются лучшими и обеспечивают правильную работу штангового насоса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе анализа промысловой информации, результатов численных и физических экспериментов по моделированию работы клапанных узлов сделаны следующие выводы:

1. Отказ клапанных узлов является одной из самых частых причин выхода из строя штанговых насосных установок, в частности, из-за отсутствия методик подбора клапанов по условиям эксплуатации.
2. До настоящего времени исследования клапанных узлов штанговых насосов проводились при фиксированном положении запорного элемента (при максимальном подъеме шара над седлом) и все методики сводились к определению коэффициента расхода клапана, что не позволяло в полной мере создать эффективную методику подбора клапанов.
3. Созданная математическая модель работы клапанных узлов позволяет определить гидравлические сопротивления клапанов при их работе в разных условиях эксплуатации. Так, например, клапан шариковый при работе на жидкости с вязкостью 50 сСт имеет гидравлические сопротивления на 50% меньше, чем тарельчатый клапан; а при вязкости 100 сСт каплевидный клапан имеет наименьшее значение гидравлического сопротивления: на 50% меньше, чем у тарельчатого и пальцевидного клапана и на 20% меньше, чем у шарикового клапана.
4. Созданная математическая модель по определению ударных нагрузок в месте посадки запорного элемента на седло клапана и ресурса клапана, позволяет оценить возможность времени безотказной работы клапанов в разных условиях эксплуатации. Например, время наработки до отказа шарикового клапана при частоте ходов плунжера насоса 10 в минуту составляет около 350 суток (при частоте ходов 4 в минуту – 875 суток), что хорошо согласуется со временем работы клапанов в условиях большинства российских нефтяных скважин.
5. Разработаны программы и методики физических экспериментов, созданы стенды для испытаний клапанных узлов, проведены испытания различных

конструкций клапанных узлов штанговых насосов по определению гидравлического сопротивления, скорости изнашивания и герметичности.

6. Результаты физических экспериментов имеют хорошую сходимость с результатами математического моделирования; расхождение результатов не превышает 7%.
7. На основе результатов исследования дана оценка работы клапанных узлов, составлены рекомендации по применению клапанных пар различной конструкции для конкретных условий эксплуатации.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

- в рецензируемых журналах, рекомендованных ВАК

1. Ивановский В.Н., Долов Т.Р., Исследование эффективности работы клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок //журнал «Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса», 2/2014, с.29-33.
2. Ивановский В.Н., Елагина О.Ю., Гантимиров Б.М., Сабиров А.А., Дубинов Ю.С., Долов Т.Р., Анализ работы различных конструкций клапанных пар скважинного штангового насоса //Территория Нефтегаз, 2015 г. - №9 сентябрь, с.92-99.
3. Долов Т.Р., Деговцов А.В., Герасимов И.Н., Клименко К.И., К вопросу об эффективности клапанных узлов скважинных штанговых насосов //Труды РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2016 г. -№1/282, с.97-105.

- в остальных изданиях

4. Долов Т.Р., Скважинная насосная установка с канатными штангами //Тезисы докладов 66-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ -2011». 11-14 апреля 2011 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М., 2012 - с.35.
5. Долов Т.Р., Стендовые испытания клапанных узлов штанговых насосов //Тезисы докладов 67-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ -2013». 9-12 апреля 2013 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М., 2013 - с.44.

6. Долов Т.Р., Исследование эффективности работы клапанных узлов скважинных насосных установок //Тезисы докладов X Всероссийской научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России» 10-12.02.2014. Секция «Проектирование, изготовление и эксплуатация оборудования и сооружений нефтегазового комплекса» М.: Издат. Центр РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014, с.224.
7. Долов Т.Р., Исследование работы клапанных узлов штанговых насосов путем математического моделирования на ЭВМ //Тезисы докладов 68-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ -2014». 14-16 апреля 2014 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М., 2014 - с.15.
8. Долов Т.Р., Анализ различных конструкций клапанных узлов скважинных штанговых насосов //Тезисы докладов 69-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ -2015». 14-16 апреля 2015 г. Секция «Инженерная и прикладная механика нефтегазового комплекса». – М., 2015 - с.54.
9. Ивановский В.Н., Долов Т.Р., Дубинов Ю.С., Ускоренные испытания насосных штанг на усталость для оценки пределов выносливости материалов и конструкций. Учебно-методическое пособие, 2015, с.23.
- 10.Ивановский В.Н., Бабакин И.Ю., Долов Т.Р., Дубинов Ю.С., Ускоренные испытания клапанных узлов скважинных штанговых насосных установок величину износа и герметичности. Учебно-методическое пособие, 2015, с.38.
- 11.Долов Т.Р., Исследование работы клапанных узлов штанговых насосов //Тезисы докладов XI Всероссийской научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития нефтегазового комплекса России» 8-10.02.2016. Секция «Проектирование, изготовление и эксплуатация оборудования и сооружений нефтегазового комплекса» М.: Издат. Центр РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2016, с.279.