

На правах рукописи

ДАВЫДОВ АЛЕКСАНДР ЮРЬЕВИЧ

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ
ШТАНГОВОЙ КОЛОННЫ НА РАБОТУ ВИНТОВОЙ
НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ**

Специальность 05. 02. 13 – Машины, агрегаты и процессы
(нефтегазовая отрасль)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Уфа 2002

Работа выполнена в Уфимском государственном нефтяном техническом университете.

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Габдрахимов М. С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
доцент Зубаиров С.Г.
доктор технических наук,
доцент Галеев А.С.

Ведущее предприятие: нефтегазодобывающее управление
«Туймазанефть», г. Октябрьский

Защита состоится 2 июля 2002 года в 11.30 часов на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 при Уфимском государственном нефтяном техническом университете (УГНТУ) по адресу: 450062, Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке УГНТУ.

Автореферат разослан 31 мая 2002 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор

И. Г. Ибрагимов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы

Многие месторождения России находятся в поздней или завершающей стадии эксплуатации. В этих условиях скважинная жидкость имеет высокую вязкость, в ее составе присутствуют асфальтосмолопарафиновые отложения. Также вводятся в эксплуатацию месторождения с высоковязкой и неньютоновской нефтью, с низким пластовым давлением. В результате количество малодебитных скважин непрерывно растет.

Наиболее перспективными для эксплуатации малодебитных скважин с высоковязкой нефтью являются винтовые насосные установки, получившие в последние годы широкое распространение.

Однако ресурс винтовых насосных установок с погружным электродвигателем небольшой вследствие высокой скорости вращения винта, приводящей к быстрому износу оборудования. Поэтому перспективным является вращение винта при помощи колонны штанг от поверхностного привода.

Винтовые насосные установки с поверхностным приводом обеспечивают низкую частоту вращения винта, что создает эффективные условия для работы пласта.

Учитывая тот факт, что объем добычи нефти с использованием винтовых насосных установок и себестоимость нефти напрямую зависят от их безаварийной работы, необходимо исследовать динамику работы элементов установки, определить наиболее рациональные режимы эксплуатации. Поэтому исследования, посвященные этому вопросу, являются, безусловно, актуальными.

Цель работы

Повышение ресурса винтовых насосных установок с поверхностным приводом путем снижения интенсивности крутильных колебаний штанговой колонны.

Задачи исследования

1. Разработка математической модели системы «винт – колонна штанг».
2. Выявление зависимостей поведения системы «винт – колонна штанг» от параметров самой системы и параметров эксплуатации.
3. Разработка лабораторного стенда для исследования влияния крутильных колебаний на динамику работы винтовых насосных установок с поверхностным приводом.
4. Разработка рекомендаций для снижения интенсивности крутильных колебаний системы «винт – колонна штанг» винтовых насосных установок с поверхностным приводом.

Научная новизна

1. Получены аналитические зависимости поведения системы «винт – колонна штанг» от параметров самой системы и параметров эксплуатации, показывающие, что
 - а) увеличение неравномерности крутящего момента происходит при увеличении длины и диаметра винта, натяга винта и рабочего давления насоса, а уменьшение неравномерности крутящего момента – при увеличении длины и диаметра штанг;
 - б) определена критическая частота вращения привода, при достижении которой исчезают крутильные колебания системы «винт – колонна штанг»;
 - в) при достижении критической частоты вращения привода пульсация подачи прекращается.

2. На основе аналитических зависимостей крутящего момента верхнего сечения колонны штанг от времени установлено, что включение в компоновку колонны штанг амортизатора крутильных колебаний позволяет снизить неравномерность крутящего момента в 2,4-2,5 раза.

Практическая ценность работы

Разработаны рекомендации для снижения интенсивности крутильных колебаний системы «винт – колонна штанг» винтовых насосных установок с поверхностным приводом.

Разработан и внедрен в учебный процесс лабораторный стенд для исследования влияния крутильных колебаний на динамику работы винтовой насосной установки с поверхностным приводом.

Апробация работы

Результаты исследований докладывались:

- На научно-технической конференции «Научные проблемы Западно-Сибирского нефтегазового региона: гуманитарные, естественные и технические аспекты» (г. Тюмень, декабрь 1999 г.);
- На научно-практическом семинаре «Опыт, проблемы и перспективы внедрения виброакустических методов контроля и диагностики машин и агрегатов» (г. Октябрьский, февраль 2000 г.);
- На II Международном симпозиуме «Наука и технология углеводородных дисперсных систем» (г. Уфа, октябрь 2000 г.);
- На V межвузовской научно-технической конференции «Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона» (г. Уфа, 2000 г.);
- На межрегиональной молодежной научной конференции «Севергеоэкотех-2001» (г. Ухта, март 2001 г.);
- На Международной научно-практической конференции, посвященной 45-летию Октябрьского филиала УГНТУ «Актуальные проблемы Волго-Уральской нефтегазоносной провинции» (г. Уфа, 2001 г.).

Объем и структура работы

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, списка использованной литературы из 120 наименований. Работа содержит 121 страницу, включая 40 рисунков, 36 таблиц. Основное содержание работы изложено в 16 публикациях.

Автор выражает благодарность доктору технических наук, профессору Габдрахимову М.С., доктору технических наук, профессору Султанову Б.З. и всем сотрудникам кафедры нефтегазопромыслового оборудования Октябрьского филиала УГНТУ за поддержку и существенную помощь, оказанную в проведении исследований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулированы цель и основные задачи исследований, научная новизна, теоретическая и практическая ценность диссертационной работы.

В первой главе проведен анализ работ, посвященных созданию и исследованию винтовых насосных установок. Рассмотрены конструкции зарубежных и отечественных винтовых насосных установок как с погружным электродвигателем, так и с поверхностным приводом, их достоинства и недостатки.

Большой вклад в разработку и внедрение винтовых насосных установок в разное время внесли Брот Р.А., Габдрахимов М.С., Жулаев В.П., Зубаиров С.Г., Идиятуллин Р.М., Казак А.С., Крылов А.В., Локтев А.В., Султанов Б.З. и др.

Проведен анализ исследований динамики работы скважинного оборудования винтовых насосных установок с поверхностным приводом. Работ, посвященных данному вопросу крайне мало, поэтому за основу были взяты работы, направленные на исследование динамики бурильных, штанговых и насосно-компрессорных колонн, авторами которых являются Адонин А.Н., Александров М.М., Белокобыльский С.В., Вирновский А.С.,

Габдрахимов М.С., Галеев А.С., Зубаиров С.Г., Ишемгужин Е.И., Керимов З.Г., Копылов В.Е., Мирзаджанзаде А.Х., Рязанцев А.О., Симонов В.В., Султанов Б.З., Сароян А.Е., Уразаков К.Р., Юнин Е.К. и др.

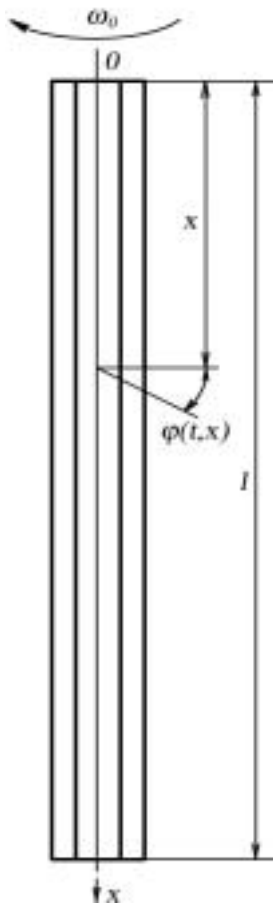
Одним из наиболее слабых мест винтовых насосных установок с поверхностным приводом является колонна штанг. В процессе работы установки штанги испытывают переменные нагрузки. Это обусловлено наличием падающей характеристики коэффициента трения от скорости трущихся поверхностей ротора и резиновой обоймы статора, приводящей к колебаниям крутящего момента.

Предложен механизм возникновения крутильных колебаний, который заключается в следующем. Когда верхний конец колонны штанг начинает вращаться с постоянной угловой скоростью, нижний конец колонны находится в неподвижном состоянии, поскольку в винтовом насосе возникает момент сопротивления. Колонна штанг, закручиваясь, накапливает потенциальную энергию. Когда накопленной энергии становится достаточно для страгивания, происходит почти мгновенное раскручивание нижнего конца колонны штанг с одновременным уменьшением реакции резиновой обоймы статора. Как только нижний конец колонны доходит до положения равновесия, происходит повторное заклинивание винта в статоре и процесс повторяется. Следовательно, происходит так называемое разрывное автоколебание.

Вследствие переменности нагрузки на штанги в материале штанг развиваются усталостные процессы, приводящие к внезапному обрыву штанг, т. е. выходу из строя насосной установки и необходимости проведения подземного ремонта для ликвидации обрыва.

В заключение уточнены задачи по повышению ресурса винтовых насосных установок с поверхностным приводом.

Во второй главе исследована динамика работы штанговой колонны.



Разработана математическая модель системы «винт – колонна штанг».

При составлении математической модели работы системы «винт – колонна штанг» принимаются следующие допущения: скважина вертикальна, колонна штанг рассматривается как однородный стержень длиной l с сосредоточенной массой в нижнем сечении. Верхнее сечение колонны штанг вращается приводом с постоянной угловой скоростью ω_0 (рис.1).

Состояние любого сечения колонны штанг как системы с распределенными параметрами определяется его пространственным положением x , временной переменной t и скоростью углового перемещения этого

Рис.1. Расчетная схема скважинного оборудования винтовой насосной установки с поверхностным приводом

сечения $\frac{\partial \varphi}{\partial t}$. Сопротивление перемещению может быть принято пропорциональным скорости движения, что соответствует закону вязкого трения Ньютона. Наличием небольших сосредоточенных масс в виде муфтовых соединений можно пренебречь (согласно результатам работ З. Г. Керимова и др.).

В связи с этим поведение колонны штанг может быть описано неоднородным дифференциальным уравнением в частных производных:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - 2\nu \frac{\partial \varphi}{\partial t}, \quad (1)$$

где φ - угол закручивания колонны штанг; ν - приведенный коэффициент вязкого трения; $a^2 = \frac{GI_p}{I}$ - скорость распространения

колебаний вдоль колонны штанг (G – модуль сдвига материала штанг; I_p – полярный момент инерции поперечного сечения штанг; I – момент инерции массы колонны штанг относительно оси симметрии, приведенный к единице длины).

Начальные условия будут нулевыми, т. к. в начальный момент времени система «винт – колонна штанг» находится в покое:

$$1. \varphi(t, x)|_{t=0} = 0; \quad (2)$$

$$2. \frac{\partial \varphi}{\partial t}|_{t=0} = 0. \quad (3)$$

Граничные условия:

$$1. \frac{\partial \varphi}{\partial t}|_{x=0} = \omega_0 = const; \quad (4)$$

$$2. GI_p \frac{\partial \varphi}{\partial x}|_{x=l} = -M_{кр}. \quad (5)$$

Последнее условие записано исходя из закона о зависимости между крутящим моментом $M_{кр}$ и углом закручивания вала φ .

Крутящий момент определяется по формуле

$$M_{кр} = M_{тр} + M_{под}, \quad (6)$$

где $M_{тр}$ – момент трения; $M_{под}$ – момент, затрачиваемый на подъем жидкости.

Момент трения определяется по формуле

$$M_{тр} = \mu r_g SP, \quad (7)$$

где μ – коэффициент трения винта о резиновую обойму статора; r_g – радиус сечения винта; S – площадь трения; P – давление, развиваемое насосом.

Коэффициент трения винта о резиновую обойму статора зависит от угловой скорости вращения винта $\mu = f\left(\frac{\partial \varphi}{\partial t}\right)$ Зависимость определяется

аппроксимированием графика зависимости коэффициента трения материала винта о резину от окружной скорости (рис.2).

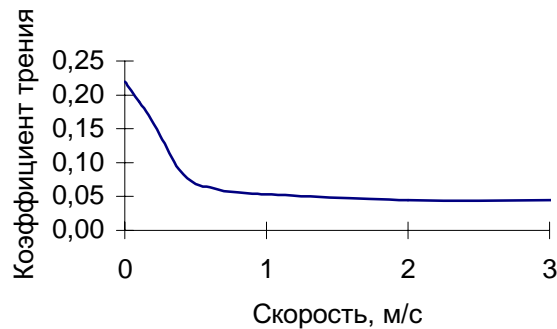


Рис.2. Зависимость коэффициента трения от окружной скорости

Разработан алгоритм решения полученной системы уравнений сеточным методом. На основе алгоритма написана программа на языке Delphi, позволяющая получать результаты расчетов в графическом и табличном виде.

На рис.3-6 представлены результаты решения, полученные при следующих значениях: модуль сдвига материала штанг $G=8,05 \cdot 10^8$ Н/м²; плотность материала штанг $\rho_{ш}=7815$ кг/м³; натяг винта $\delta=0,1$ мм; диаметр штанг $d_{ш}=0,022$ м; диаметр винта $d_v=0,06$ м; длина колонны штанг $l_{ш}=1000$ м; длина винта $l_v=2$ м; коэффициент сопротивления $\nu=2$; рабочее давление насоса $P=6 \cdot 10^6$ Па; частота вращения привода $n=100$ об/мин.

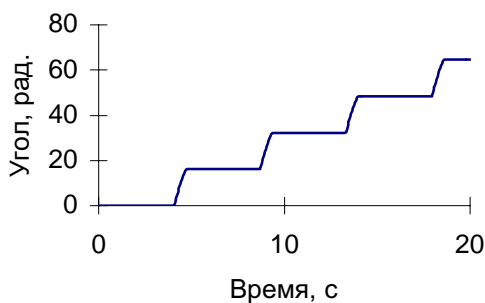


Рис.3. Зависимость угла поворота нижнего сечения колонны штанг от времени

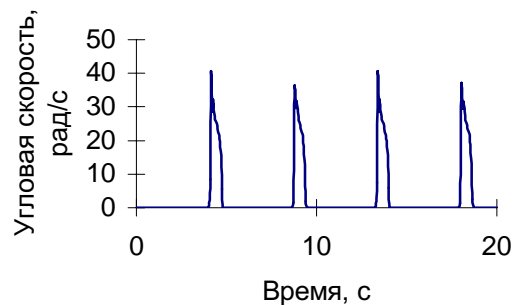


Рис.4. Зависимость угловой скорости нижнего сечения колонны штанг от времени

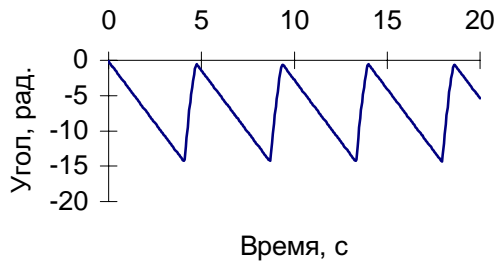


Рис.5. Зависимость угла поворота нижнего сечения колонны штанг относительно верхнего сечения от времени

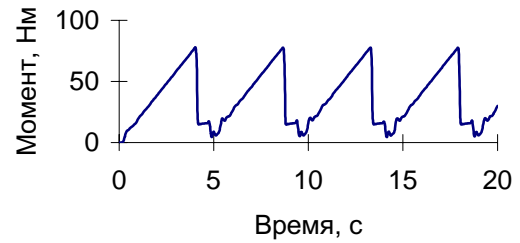


Рис.6. Зависимость крутящего момента нижнего сечения колонны штанг от времени

Как видно из графиков, при работе винтовой насосной установки с поверхностным приводом возникают крутильные колебания системы «винт – колонна штанг». Это обусловлено наличием падающей характеристики коэффициента трения от скорости трущихся поверхностей ротора и резиновой обоймы статора. Крутильные колебания носят периодический характер и оказывают отрицательное воздействие на эксплуатационные характеристики винтовой насосной установки. Поэтому необходимо выявить зависимости динамических параметров работы установки от параметров самой системы и параметров эксплуатации и определить режимы работы установки, при которых колебания скважинного оборудования будут незначительны или исчезнут.

Получены закономерности влияния различных параметров на поведение системы «винт – колонна штанг». Одним из показателей колебаний динамических параметров системы является их неравномерность, т. е. отношение размаха колебаний параметра к его среднему значению.

Неравномерность крутящего момента

$$m = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{\text{ср}}}, \quad (8)$$

где M_{max} , M_{min} , M_{cp} – соответственно максимальный, минимальный и средний крутящие моменты.

При приведенных выше значениях параметров неравномерность крутящего момента составила $m=1,75$.

Ниже приведены зависимости неравномерности крутящего момента от длины колонны штанг, диаметра штанг, длины, диаметра и натяга винта, рабочего давления насоса.

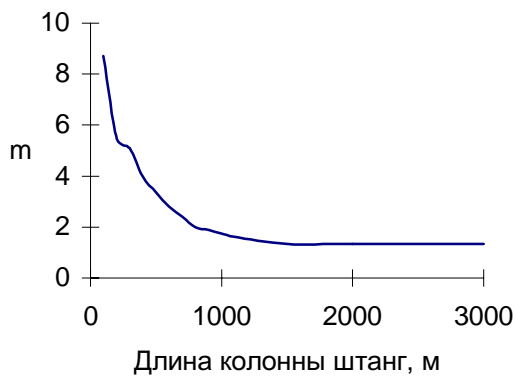


Рис.7. Зависимость неравномерности крутящего момента от длины колонны штанг

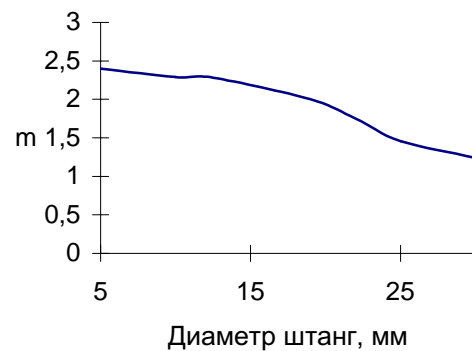


Рис.8. Зависимость неравномерности крутящего момента от диаметра штанг

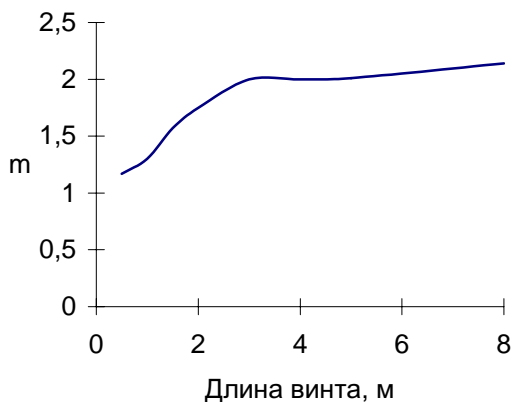


Рис.9. Зависимость неравномерности крутящего момента от длины винта

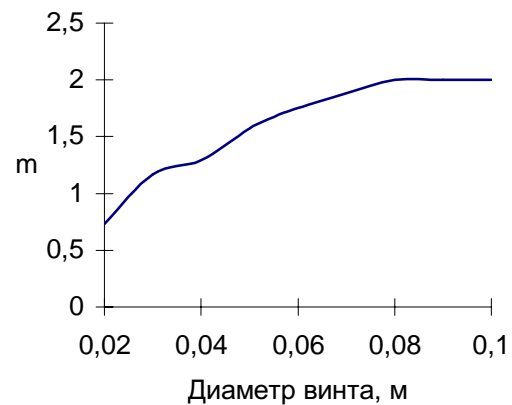


Рис.10. Зависимость неравномерности крутящего момента от диаметра винта

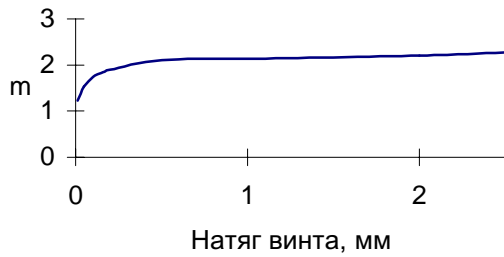


Рис.11. Зависимость неравномерности крутящего момента от натяга винта

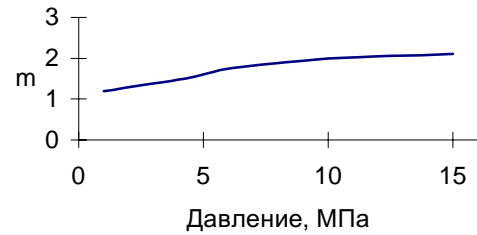


Рис.12. Зависимость неравномерности крутящего момента от рабочего давления насоса

Как видно из рис.7-12, увеличение неравномерности крутящего момента происходит при увеличении длины и диаметра винта, натяга винта и рабочего давления насоса, а уменьшение неравномерности момента – при увеличении длины и диаметра штанг.

При выяснении влияния частоты вращения привода на динамику работы системы «винт – колонна штанг» были получены следующие результаты:

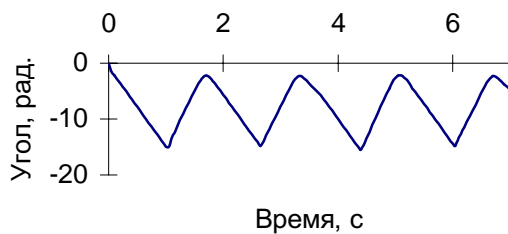


Рис.13. Зависимость угла поворота нижнего сечения колонны штанг при $n=200$ об/мин от времени

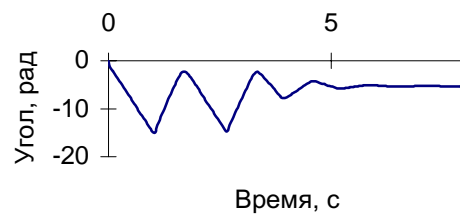


Рис.14. Зависимость угла поворота при $n=228$ об/мин от времени

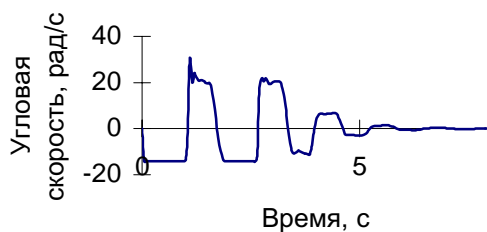


Рис.15. Зависимость угловой скорости нижнего сечения колонны штанг при $n=228$ об/мин от времени

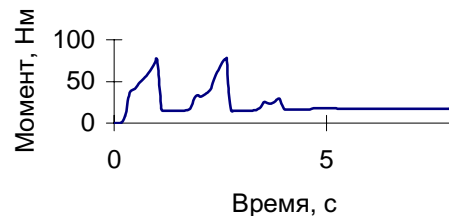


Рис.16. Зависимость крутящего момента в нижнем сечении колонны штанг при $n=228$ об/мин от времени

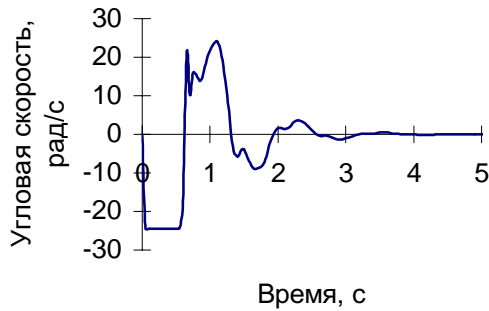


Рис.17. Зависимость угловой скорости нижнего сечения колонны штанг относительно верхнего сечения при $n=300$ об/мин от времени

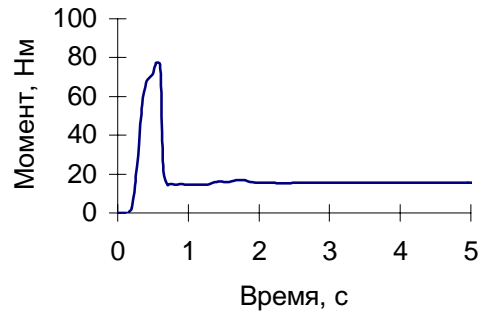


Рис.18. Зависимость крутящего момента в нижнем сечении колонны штанг при $n=300$ об/мин от времени

Как видно из графиков (рис.13-16), при достижении частоты вращения привода значения 228 об/мин колебания системы «винт – колонна штанг» практически исчезают через 7 секунд после пуска установки, и дальнейшее увеличение частоты вращения приводит только к незначительному выигрышу во времени, что видно из графиков изменения угловой скорости и крутящего момента при частоте вращения привода 300 об/мин (рис.17,18).

Неравномерность подачи насоса

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{cp}}}. \quad (9)$$

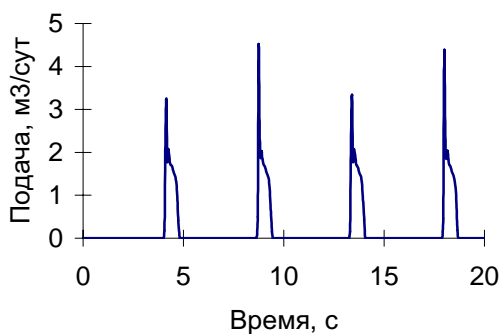


Рис.19. Зависимость подачи насоса при $n=100$ об/мин от времени

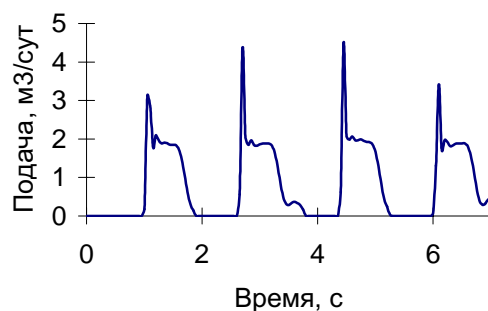


Рис.20. Зависимость подачи насоса при $n=200$ об/мин от времени

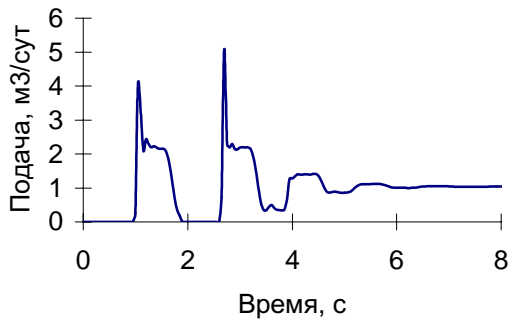


Рис.21. Зависимость подачи насоса при $n=228$ об/мин от времени

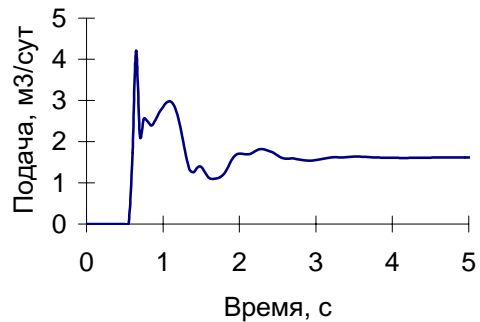


Рис.22. Зависимость подачи насоса при $n=300$ об/мин от времени

Как видно из рис.19-22, при частоте вращения привода меньше критической подача насоса имеет пульсирующий характер, что объясняется неравномерностью момента, затрачиваемого на подъем жидкости, при достижении критической частоты вращения привода пульсация подачи прекращается.

В третьей главе разработан лабораторный стенд для исследования влияния крутильных колебаний на работу винтовых насосных установок с поверхностным приводом.

На стенде (рис.23) можно контролировать параметры работы винтового насоса, зависящие от момента вращения колонны штанг, а также износ винтовой пары, износ колонны штанг, предотвращать чрезмерную нагрузку электродвигателя и определять подачу насоса, давление, развиваемое насосом, крутящий момент, передаваемый колонне штанг, амплитуду колебаний момента трения в винтовой паре. Подача насоса определяется объемным методом, для этого установлена измерительная емкость.

На стенде использовалась винтовая насосная установка с поверхностным приводом конструкции УГНТУ (УНВП).

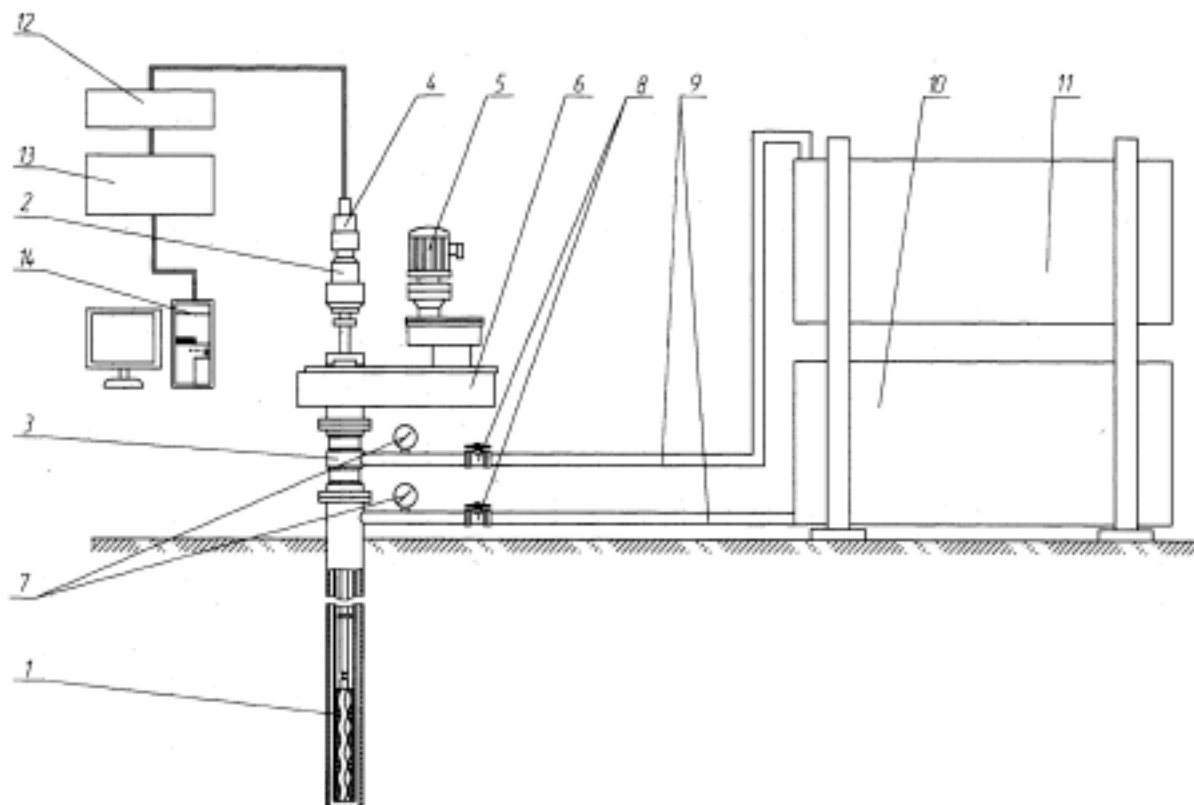


Рис.23. Стенд для исследования динамики работы УНВП

Разработанный лабораторный стенд для исследования динамики работы УНВП состоит из скважинного и наземного оборудования, циркуляционной системы и измерительной аппаратуры. Скважинное оборудование включает винтовой насос 1, эксплуатационную колонну, колонну НКТ и колонну штанг. Наземное оборудование состоит из устьевого превентора 3, редуктора 6, электродвигателя 5 и кулачкового механизма. Циркуляционная система имеет емкости 10, 11, трубопроводы 9, задвижки 8. Измерительная аппаратура включает манометры 7 и моментомер 2.

Моментомер (рис.24) состоит из корпуса 1, ступенчатого вала 2, поршней 3 и 4, фланцев 5 и 6, поршневых колец 7 и 8, вертлюжка 10 и регистрирующей аппаратуры, в которую входят тензометрический датчик 11, усилитель 12, аналого-цифровой преобразователь 13 и персональный компьютер 14.

Принцип работы моментомера заключается в следующем. Кулачок

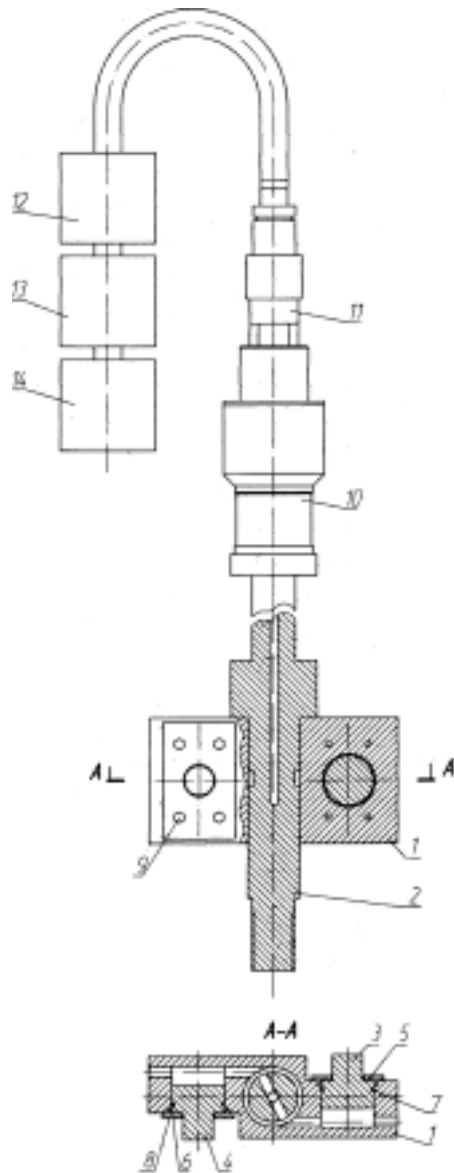


Рис.24. Моментомер

создает усилие на поршни гидроцилиндров, в полостях гидроцилиндров и каналах, заполненных маслом, создается давление, прямо пропорциональное крутящему моменту и показываемое датчиком. Сравнением записи ПК с тарировочным графиком определялся крутящий момент.

Перед установкой на УНВП моментомер испытывался и тарировался на специальном тарировочном стенде в лабораторных условиях.

На лабораторном стенде измерения крутящего момента проводились при следующих параметрах: диаметр штанг $d_{ш}=0,012$ м; диаметр винта $d_в=0,06$ м; длина колонны штанг $l_{ш}=2$ м; длина винта $l_в=1,2$ м; давление на выкиде $P_н=2 \cdot 10^5$ Па; частота вращения привода $n=100$ об/мин.

Результаты измерения обрабатывались на персональном компьютере и были получены следующие графические зависимости:

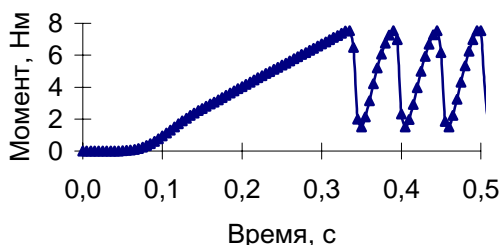


Рис.25. Зависимость крутящего момента в верхнем сечении колонны штанг от времени

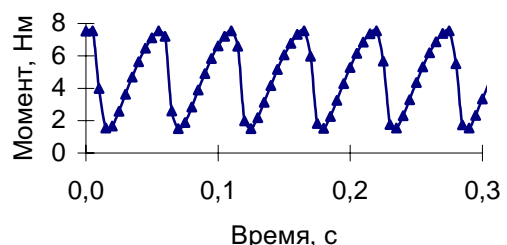


Рис.26. Зависимость крутящего момента в верхнем сечении колонны штанг при установившемся движении от времени

Неравномерность крутящего момента составила:

$$m = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{cp}} = \frac{2(M_{\max} - M_{\min})}{M_{\max} + M_{\min}} = \frac{2(7,53 - 1,57)}{7,53 + 1,57} = 1,32. \quad (10)$$

Как видно из результатов измерений, в процессе работы установки штанги испытывают переменные нагрузки. Следовательно, в материале штанг развиваются усталостные процессы, приводящие к внезапному обрыву штанг, т. е. выходу из строя насосной установки, и необходимости проведения подземного ремонта для ликвидации обрыва.

Также сопоставлены результаты теоретических и практических исследований.

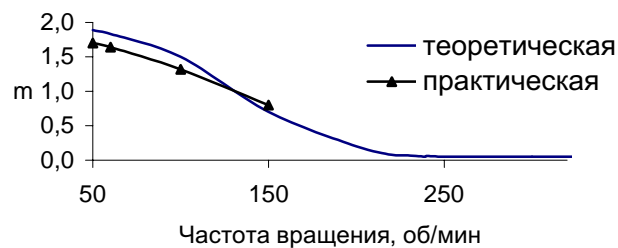


Рис.27. Зависимость неравномерности крутящего момента от частоты вращения привода

При увеличении частоты вращения привода неравномерность крутящего момента уменьшается, что подтверждается результатами теоретических и практических исследований.

В четвертой главе проведен анализ промысловых данных об эксплуатации винтовых насосных установок с поверхностным приводом. Анализ показывает, что часто причиной выхода винтовой насосной установки из строя становится слом штанги в верхней части колонны штанг. Это объясняется тем, что верхний конец колонны штанг жестко закреплен в зажимах привода, максимальный крутящий момент и амплитуда крутящего момента в верхнем сечении имеют наибольшие значения, поэтому верхние штанги более подвержены усталостному

разрушению. Во избежание обрыва штанг предложено включать в компоновку колонны штанг амортизатор крутильных колебаний.

Разработаны компоновки колонны штанг с амортизатором крутильных колебаний. Рассчитаны параметры амортизатора, установленного под полированным штоком и амортизатора, установленного над винтом насоса.

Для выбора размеров упругого элемента амортизатора поставлена задача о крутильных колебаниях системы «винт – колонна штанг» с амортизатором. Амортизатор крутильных колебаний с резиновым упругим элементом описывается вязко-упругой моделью.

Для амортизатора, установленного под полированным штоком, с учетом допущений, принятых во второй главе, поставленная задача описывается системой уравнений:

для колонны штанг

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - 2\nu \frac{\partial \varphi}{\partial t}, \quad (11)$$

для амортизатора

$$I_a \frac{d^2 \varphi_a}{dt^2} + C_a (\varphi_a - \psi) + h_a \left(\frac{d\varphi_a}{dt} - \frac{d\psi}{dt} \right) = M_a. \quad (12)$$

Начальные условия:

$$1. \psi(t)|_{t=0} = \varphi_a(t)|_{t=0} = \varphi(t, x)|_{t=0} = 0; \quad (13)$$

$$2. \frac{d\varphi_a}{dt}|_{t=0} = \frac{\partial \varphi}{\partial t}|_{t=0} = 0. \quad (14)$$

Граничные условия:

$$1. GI_p \frac{\partial \varphi}{\partial x}|_{x=0} = C_a (\varphi_a - \psi); \quad (15)$$

$$2. GI_p \frac{\partial \varphi}{\partial x}|_{x=l} = -M_{kp}, \quad (16)$$

где φ_a - угол закручивания амортизатора крутильных колебаний;
 I_a - момент инерции амортизатора; C_a - жесткость упругого элемента
 амортизатора; h_a - коэффициент вязкого трения амортизатора; l - длина
 колонны штанг; ψ - угол вращения полированного штока,
 $\frac{d\psi}{dt} = \omega_0 = const$.

Уравнение (15) является условием сшивания уравнений (11) и (12).

Решение задачи проводилось по алгоритму, аналогичному при
 решении задачи во второй главе. Значения параметров были приняты те
 же, что и во второй главе.

При решении задачи ставится вопрос об определении параметров
 амортизатора C_a - жесткости упругого элемента и h_a - коэффициента
 вязкого трения. Решение позволило получить оптимальные параметры
 упругого элемента амортизатора крутильных колебаний для заданных
 условий.

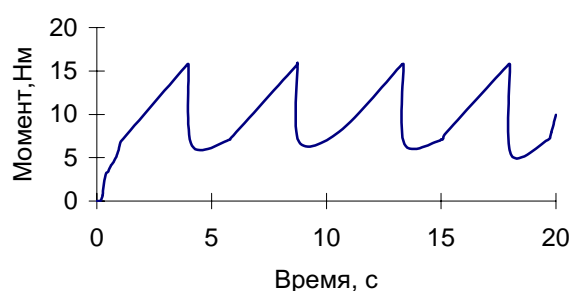


Рис.28. Зависимость крутящего момента верхнего сечения колонны штанг от времени

При включении в компоновку колонны штанг амортизатора
 крутильных колебаний, установленного под полированным штоком,
 неравномерность крутящего момента уменьшилась в 2,4 раза.

Для амортизатора, установленного над винтом насоса, поставленная
 задача решалась аналогичным способом.

При включении в компоновку колонны штанг амортизатора крутильных колебаний, установленного над винтом насоса, неравномерность крутящего момента уменьшилась в 2,5 раза.

Разработаны рекомендации для снижения крутильных колебаний штанговой колонны винтовых насосных установок с поверхностным приводом: эксплуатировать винтовые насосные установки с поверхностным приводом необходимо при частоте вращения привода, превышающей критическую частоту вращения, с учетом того, что критическая частота вращения не одинакова для всех компоновок винтовых насосных установок и различных условий эксплуатации, а зависит от параметров режимов эксплуатации и от параметров самих установок; включать в компоновку колонны штанг амортизатор крутильных колебаний, что обеспечивает уменьшение неравномерности крутящего момента в 2,4 - 2,5 раза.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Разработана математическая модель системы «винт – колонна штанг». Разработан алгоритм решения полученной системы уравнений сеточным методом на персональном компьютере. Подтверждено, что крутильные колебания системы «винт – колонна штанг» связаны с работой винтовой насосной установки в области падающей ветви зависимости коэффициента трения резиновой обоймы статора от скорости вращения винта.

2. Получены зависимости поведения системы «винт – колонна штанг» от параметров самой системы и параметров эксплуатации, показывающие, что увеличение неравномерности крутящего момента происходит при увеличении длины и диаметра винта, натяга винта и рабочего давления насоса, а уменьшение неравномерности крутящего момента – при увеличении длины и диаметра штанг; получена критическая частота

вращения привода, при достижении которой исчезают крутильные колебания системы «винт – колонна штанг» и неравномерность подачи.

3. Разработан и внедрен в учебный процесс лабораторный стенд для исследования влияния крутильных колебаний на работу винтовых насосных установок с поверхностным приводом. Лабораторными исследованиями получена зависимость крутящего момента в верхнем сечении колонны штанг от времени, подтверждающая результаты теоретических и экспериментальных исследований.

4. Разработаны рекомендации для снижения крутильных колебаний штанговой колонны винтовых насосных установок с поверхностным приводом. Разработаны компоновки колонны штанг, включающие амортизатор крутильных колебаний. Определены оптимальные параметры демпфирующих элементов амортизатора.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Султанов Б.З., Габдрахимов М.С., Давыдов А.Ю. и др. Результаты эксплуатации винтовой насосной установки с левым вращением колонны штанг // Научные проблемы Западно-Сибирского нефтегазового региона: гуманитарные, естественные и технические аспекты: Тез. докл. науч.-техн. конф. – Тюмень: ТюмГНТУ, 1999. – С. 187.
2. Султанов Б.З., Габдрахимов М.С., Давыдов А.Ю., и др. Гашение крутильных колебаний системы «ротор винтового насоса – колонна штанг» // Опыт, проблемы и перспективы внедрения методов виброакустического контроля и диагностики машин и агрегатов: Сб. науч. тр. – Октябрьский: ОФ УГНТУ, 2000. – С.135.
3. Султанов Б.З., Габдрахимов М.С., Давыдов А.Ю. Колебания момента привода винтового насоса // Опыт, проблемы и перспективы внедрения методов виброакустического контроля и диагностики машин и агрегатов: Сб. науч. тр. – Октябрьский: ОФ УГНТУ, 2000. – С.138-139.

4. Габдрахимов М.С., Давыдов А.Ю. Лабораторный стенд для исследования работы УНВП // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Тез. докл. науч.-техн. конф. – Уфа: УГНТУ, 2000. – С. 138.
5. Габдрахимов М.С., Давыдов А.Ю. Математическая модель работы скважинного оборудования УНВП // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Тез. докл. науч.-техн. конф. – Уфа: УГНТУ, 2000. – С. 139.
6. Давыдов А.Ю. Стенд для тарировки штангового моментомера // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Тез. докл. науч.-техн. конф. – Уфа: УГНТУ, 2000. – С. 140.
7. Габдрахимов М.С., Давыдов А.Ю. Определение параметров амортизатора крутильных колебаний, установленного над винтом насоса // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: Тез. докл. науч.-техн. конф. – Уфа: УГНТУ, 2000. – С. 141-142.
8. Давыдов А.Ю. Определение параметров и тарирование штангового моментомера // Научные проблемы Волго-Уральского нефтегазового района: технические и естественные аспекты: Сб. науч. тр.: В 2-х т.– Уфа: УГНТУ, 2000. Т. 2. – С. 49-51.
9. Султанов Б.З., Габдрахимов М.С., Сальманов З.Г., Давыдов А.Ю. и др. Опыт применения винтовых насосных установок конструкции УГНТУ для добычи битума // Научные проблемы Волго-Уральского нефтегазового района: технические и естественные аспекты: Сб. науч. тр.: В 2-х т.– Уфа: УГНТУ, 2000. Т. 2. – С. 51-55.
10. Султанов Б.З., Габдрахимов М.С., Давыдов А.Ю. Результаты теоретических исследований динамики работы скважинного оборудования УНВП // Актуальные проблемы Волго-Уральской нефтегазоносной провинции: Тез. докл. Международн. науч.-практ. конф. – Уфа: УГНТУ, 2001. – С. 57.

11. Габдрахимов М.С., Давыдов А.Ю. Исследование динамики работы скважинного оборудования винтовой насосной установки // Нефть и газ – 2001: проблемы добычи, транспорта и переработки: Межвуз. сб. науч. тр. – Уфа: УГНТУ, 2001. – С. 227-232.

12. Габдрахимов М.С., Давыдов А.Ю. Исследование неравномерности подачи винтовой насосной установки // Нефть и газ – 2001: проблемы добычи, транспорта и переработки: Межвуз. сб. науч. тр. – Уфа: УГНТУ, 2001. – С. 233-234.

Соискатель

А.Ю. Давыдов