

УДК 622.276.054.22

## ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НА СТЕНДЕ ЦЕПНОГО ПРИВОДА ШТАНГОВОГО СКВАЖИННОГО НАСОСА

Ленков Станислав Николаевич<sup>1</sup>,  
lenkov\_stas@mail.ru

Ямалиев Виль Узбекович<sup>1</sup>,  
vilyzich@yandex.ru

Зубаиров Сибагат Гарифович<sup>1</sup>,  
mkm-ufa@mail.ru

<sup>1</sup> Уфимский государственный нефтяной технический университет,  
Россия, г. Уфа, 450062, ул. Космонавтов, 1.

**Актуальность исследования.** В настоящее время применение штанговых скважинных насосных установок является наиболее простым и надежным способом добычи нефти. С 2000 г. получили широкое применение цепные приводы на основе редуцирующего преобразующего механизма, основные преимущества которых: возможность регулирования длины хода и частоты качаний, без увеличения массы и габаритов привода; равномерная скорость движения штанговой колонны на преобладающей части хода; использование редуктора с меньшим передаточным отношением и вращающим моментом; снижение энергетических затрат. Важной составляющей надежной эксплуатации является сбор данных и анализ работы цепных приводов.

**Цель работы:** проведение экспериментов и анализ полученных значений вибрации цепного привода с использованием в качестве тяговой цепи роликковой и зубчатой цепей в определенных диапазонах натяжения.

**Методы исследования:** экспериментальные исследования и анализ влияния натяжения цепи на вибрацию стенда цепного привода штангового скважинного насоса с использованием вибродиагностического комплекса и методов математической статистики.

**Результаты.** Сконструирована экспериментальная установка цепного привода для исследования вынужденных колебаний роликковой и зубчатой цепей с натяжным устройством и без него, а также разработана методика проведения экспериментов вибродиагностических обследований на экспериментальной установке в зависимости от натяжения зубчатой и роликковой цепей. Проведен анализ вибрации стенда цепного привода и построен график влияния натяжения цепи на амплитуду вынужденных колебаний. Проведен спектральный анализ амплитуды вынужденных колебаний стенда цепного привода, и построены гистограммы изменения амплитуды от натяжения цепи.

### Ключевые слова:

Цепной привод, штанговые скважинные насосы, стенд, вибродиагностика, натяжитель цепи, вынужденные колебания, зубчатая цепь, роликковая цепь, натяжение цепи.

### Введение

С каждым годом количество трудноизвлекаемых запасов углеводородного сырья увеличивается. Это связано с переходом многих крупных нефтяных месторождений в позднюю стадию разработки и вводом в разработку скважин с высоким содержанием вязких нефтей, с ростом обводненности скважин и отложением парафина. Данные факторы приводят к снижению срока службы оборудования и увеличению затрат на подъем пластовой жидкости. Одним из путей снижения затрат является использование в составе установок скважинных штанговых насосов безбалансирных приводов на основе редуцирующего преобразующего механизма, получивших название «цепные приводы» [1–6].

Цепные приводы, лишенные всех недостатков по сравнению со станками-качалками, получили широкое распространение на скважинах в ОАО «Татнефть» и ОАО АНК «Башнефть». Анализ статистических данных по характерным отказам узлов цепного привода показал, что наиболее слабым узлом является тяговая цепь. Поэтому исследование и разработка мер по увеличению надежности тяговой цепи, создание и применение методов анализа и контроля технического состояния цепного привода и его узлов являются актуальными [7–21].

Работа цепного привода, как и любого механизма, сопровождается появлением вибрации–вынужденных колебаний, вызванных воздействием сил возбуждения. Совпадение частоты вынужденных колебаний с частотой собственных колебаний системы приводит к резкому увеличению амплитуды колебаний и к быстрому разрушению конструкции цепного привода.

Для долговечной и безаварийной работы цепного привода большое значение имеет правильное натяжение цепи. Если цепь натянута слишком сильно, то это существенно снижает ресурс ее работы и может привести к преждевременному выходу из строя деталей и узлов привода. Растяжение цепи приводит к ударам при работе механизма, а при большом ослаблении цепь может выйти из зацепления с нижней звездочкой [1].

Натяжение в приводе регулируется при помощи натяжного винта. Для контроля натяжения цепи предусмотрена система подвеса груза, которая устанавливается на остановленный привод и весом груза оттягивает цепь от вертикального положения на величину натяжения.

Для достижения лучших условий работы тяговой цепи и контроля натяжения предлагается использовать разработанный натяжитель цепи. Луч-

шие условия работы цепи – это обеспечение натяжения в оптимальном диапазоне, что снижает воздействующие силы и возможность проявления резонансных явлений [22, 23].

Для повышения надежности тяговой цепи предлагается установить зубчатую цепь. Зубчатые цепи различаются по конструкции шарниров. В них используют шарниры скольжения, в которых вкладыши, закреплённые в пластинах на всей ширине цепи, контактируют с валиком. Шарнир допускает поворот пластин в две стороны на угол  $\varphi=30^\circ$ . Шарниры качения не имеют валика, их изготавливают с двумя сегментными вкладышами. При взаимном повороте пластин вкладыши не скользят, а перекатываются, что позволяет повысить КПД передачи и долговечность цепи.

#### Объекты исследований

Разработан стенд цепного привода, показанный на рис. 1, на котором проведены вибродиагностические эксперименты с роликовой двухрядной и зубчатой цепями, а также с натяжителем цепи и без него.

Разработка экспериментального стенда с редуцирующим преобразующим механизмом для исследования вынужденных колебаний привода в зависимости от установленной тяговой цепи и ее натяжения выполнялась с учетом следующих условий:

- Геометрический коэффициент подобия:

$$K_L = \frac{l'}{l''} = \frac{3}{1} = 3;$$

где  $l'$  – длина хода цепного привода;  $l''$  – длина хода стенда цепного привода.

- В геометрически подобных системах, двигаясь по геометрически подобным траекториям, проходят геометрически подобный путь за промежуток времени, отношение которых является константой подобия:

$$K_t = \frac{t'}{t''} = \frac{24}{24} = 1;$$

где  $t'$  – время полного хода цепного привода;  $t''$  – время полного хода стенда цепного привода.

- Кинематический коэффициент подобия;

$$K_g = \frac{g'}{g''};$$

где  $g'$  – скорость движения цепи цепного привода;  $g''$  – скорость движения цепи стенда цепного привода.

Так как  $g = \frac{L}{t'}$  кинематический коэффициент можно выразить:

$$K_g = \frac{K_L}{K_t} = \frac{3}{1} = 3.$$

Стенд имеет возможность установить в качестве тяговой цепи роликовую двухрядную цепь или зубчатую цепь, также ведомую звездочку уста-

новить на натяжитель цепи или жестко закрепить на раме, что позволит провести исследования влияния тяговой цепи и ее натяжения на вынужденные колебания установки.

Экспериментальный стенд содержит электродвигатель – 1, соединенный с редуктором – 2 ременной передачей, кассету звездочек – 3, соединенную с редуктором роликовой цепью – 4 и установленной на вал ведущей звездочки – 5, на жесткой раме – 6 с возможностью вращения установлены ведущая – 5 и ведомая – 7 звездочки, охваченные замкнутым гибким звеном – 8, к которому в точке *a* присоединен противовес – 9, с помощью скалки каретки – 10, к противовесу прикреплено гибкое звено – 11, перекинутое через установленный на раме с возможностью вращения направляющий шкив – 12 и передающее движение установочному штоку (грузу) – 13.

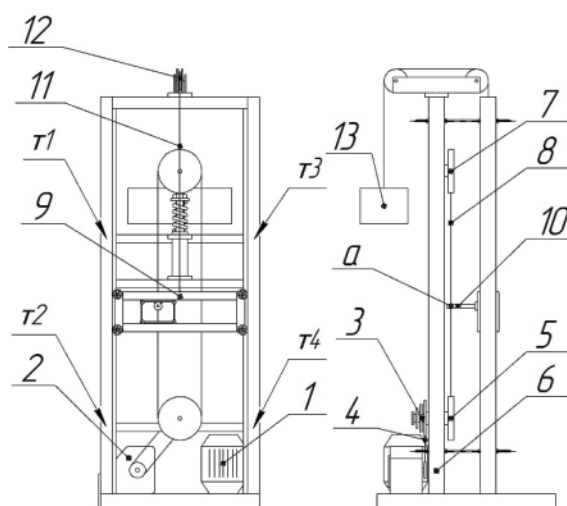


Рис. 1. Стенд цепного привода штангового скважинного насоса

Fig. 1. Stand for chain drive of a sucker-rod pump

#### Методическая часть

Для проведения экспериментальных исследований подготовлено 4 варианта исполнения цепного привода:

- тяговая цепь – зубчатая;
- натяжитель цепи – тяговая цепь (зубчатая цепь);
- тяговая цепь – роликовая;
- натяжитель цепи – тяговая цепь (роликовая цепь).

Одним из основных параметров при проведении экспериментов является натяжение цепи с диапазоном от 10 до 40 мм и шагом 5 мм.

Перед началом исследований были определены места установок вибродатчиков. Так как установить датчики на тяговую цепь невозможно, наиболее выгодные места т1–т4 для установки датчика находятся на раме стенда цепного привода на уровне опор ведомой и ведущей звездочек. Места установки датчика показаны на рис. 1.

Эксперименты проводились методами пассивной вибродиагностики, так как отсутствует специальная система нагружения исследуемой конструкции, а в качестве режима нагружения используется регулярное фоновое воздействие техногенного характера – возбуждающие силы, возникающие в процессе работы привода.

Последовательность проведения экспериментов на стенде для исследования вынужденных колебаний:

- 1) установка тяговой цепи и необходимого натяжения;
- 2) установка датчика на исследуемую точку;
- 3) включение тумблера стенда цепного привода;
- 4) пуск снятия вибрации вибродиагностическим комплексом ДСА-2001;
- 5) сохранение результатов, смена исследуемой точки.

В каждой точке производилось не менее трех экспериментальных измерений, что зависило от повторяемости и стабильности получаемых результатов.

Для измерения вибрации экспериментальной установки использовался вибродиагностический комплекс ДСА-2001 Арמיד с двумя каналами входа данных и с погрешностью измерений 0,05.

## Результаты и обсуждения

В ходе экспериментов были получены значения амплитуд вынужденных колебаний – общий уровень вибрации в измеряемых точках на стенде цепного привода, которые были сведены в таблицу.

Проведенные исследования по общему уровню вибрации показали, что использование зубчатой цепи вместо роликовой приводит к уменьшению амплитуд вынужденных колебаний в среднем на 10 % по всему диапазону натяжения, а при нахождении цепи в оптимальном натяжении снижение может достигать до 20 %. Это объясняется тем, что зубчатые цепи с шарнирами качения не имеют валика, их изготавливают с двумя сегментными вкладышами, которые не скользят при взаимном повороте пластин, а перекатываются.

При включении в конструкцию привода натяжителя цепи наблюдается выравнивание графика изменения амплитуды вынужденных колебаний по всему диапазону натяжения. Использование натяжителя способствует снижению вибрации при натяжении более 25 мм для зубчатой цепи и более 30 мм для роликовой цепи. Графики изменения амплитуды вынужденных колебаний от натяжения показаны на рис. 2.

**Таблица.** Общий уровень вибрации в измеряемых точках на стенде цепного привода с зубчатой и роликовой цепями в зависимости от натяжения цепи

**Table.** Overall vibration level in the measured points on the chain drive stand with a toothed and roller chain, depending on chain tension

V, мм/с		t, мм		Зубчатая цепь/Toothed chain								Зубчатая цепь с натяжителем цепи/Toothed chain with chain tensioner							
				10	15	20	25	30	35	40	10	15	20	25	30	35	40		
t1	x	2,1	1,92	1,23	1,64	1,73	1,65	1,5	2,18	2,06	1,88	1,80	1,64	1,60	1,49				
	y	0,87	0,75	0,69	0,77	0,87	0,85	0,81	0,87	0,79	0,83	0,83	0,82	0,79	0,83				
	z	2,04	1,87	1,79	1,62	1,97	1,94	1,78	2,14	2,06	1,82	1,81	1,74	1,68	1,58				
t2	x	1,43	1,29	1,08	1,04	1,24	1,26	1,29	1,35	1,29	1,16	1,10	0,99	1,01	1,01				
	y	0,89	0,76	0,74	0,79	0,84	0,88	0,87	0,86	0,79	0,85	0,88	0,82	0,83	0,85				
	z	2,23	1,77	1,54	1,26	2,04	1,76	1,75	2,17	2	1,23	1,42	1,67	1,91	1,00				
t3	x	2,06	1,94	1,70	1,65	1,67	1,69	1,49	2,11	2,03	1,83	1,79	1,67	1,60	1,53				
	y	0,95	0,82	0,78	0,89	0,92	0,92	0,88	1,21	1,07	1,01	0,98	1,03	0,91	0,99				
	z	2,01	1,97	1,77	1,78	1,81	1,85	1,91	2,16	2,02	1,70	1,72	1,65	1,67	1,74				
t4	x	1,39	1,25	1,08	1,08	1,2	1,26	1,31	1,52	1,31	1,16	1,10	1,02	1,04	0,97				
	y	0,99	0,82	0,84	0,91	0,92	0,93	0,98	1,17	0,74	0,99	0,97	0,98	0,95	1,05				
	z	1,44	1,4	1,47	1,79	1,66	1,53	1,50	1,64	1,27	1,36	1,41	1,31	1,51	1,35				
V, мм/с		t, мм		Роликовая цепь/Roller chain								Роликовая цепь с натяжителем цепи/Roller chain with chain tensioner							
				10	15	20	25	30	35	40	10	15	20	25	30	35	40		
t1	x	2,24	1,78	1,73	1,60	1,48	1,96	1,83	1,98	1,77	1,89	2,04	2,16	2,06	1,71				
	y	1,45	1,10	1,04	0,97	1,00	1,27	1,20	0,96	0,86	0,9	0,86	0,85	0,93	0,88				
	z	2,19	2,11	2,21	1,89	2,1	2,01	2,05	2,05	1,92	1,8	2,01	1,74	1,92	1,88				
t2	x	1,74	1,30	1,18	1,16	1,10	1,72	1,23	1,21	1,11	1,20	1,48	1,44	1,32	1,09				
	y	1,52	1,14	1,02	0,97	1,00	1,11	1,16	0,97	0,88	0,85	0,83	0,86	0,93	0,91				
	z	1,63	1,75	1,58	1,7	1,75	2,08	1,97	1,98	1,90	1,85	1,37	1,97	1,65	1,48				
t3	x	2,25	1,76	1,71	1,62	1,57	1,88	1,82	2,06	1,72	1,87	2,11	2,12	2,12	1,83				
	y	1,49	1,16	0,94	0,80	1,16	1,28	1,08	1,03	0,96	0,93	0,95	0,99	0,99	1,01				
	z	2,14	1,97	2,12	1,81	2,03	1,99	2,19	2,1	1,88	1,76	1,73	1,94	2,11	1,80				
t4	x	1,65	1,37	1,35	1,17	1,17	1,32	1,32	1,24	1,14	1,21	1,12	1,42	1,42	1,15				
	y	1,35	1,1	1,02	1,03	1,1	1,2	1,13	1,14	0,95	0,94	0,95	0,95	1,06	0,98				
	z	1,82	1,68	1,88	1,57	1,63	1,56	1,58	1,71	1,43	1,36	1,39	1,38	1,42	1,69				

Примечание: t – натяжение цепи, мм; t1–t4 – точки установки датчика в соответствии с рис. 1; x, y, z – плоскость снятия вибрации.

Note: t is the chain tension, mm; t1–t4 are the points of sensor set according to Fig. 1; x, y, z are the planes of vibration deadening.

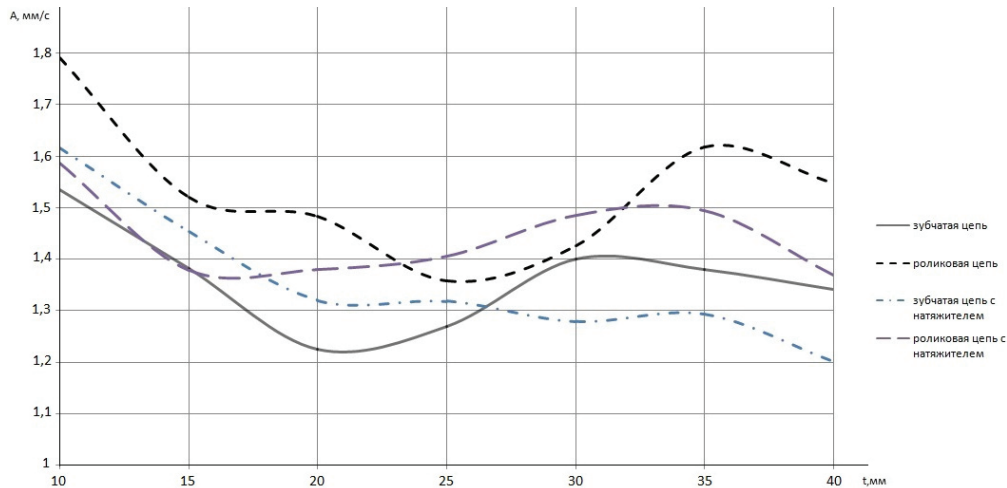


Рис. 2. Влияние натяжения цепи на амплитуду вынужденных колебаний стенда цепного привода

Fig. 2. Influence of chain tension on the amplitude of forced oscillations of the chain drive stand

Из графика, показанного на рис. 2, видно, что зубчатая цепь работает с меньшей амплитудой вынужденных колебаний на всем диапазоне натяжений цепи по сравнению с роликовой цепью.

Рекомендуемое натяжение роликовой цепи для цепного привода штангового скважинного насоса 25 мм [1], при данном натяжении амплитуда вынужденных колебаний на стенде с зубчатой цепью меньше, чем с роликовой цепью, на 8,5 %. Исходя из этого, применение зубчатой цепи в качестве тяговой цепи способствует снижению воздействия возбуждающих сил, тем самым увеличивает срок службы всех узлов цепного привода.

Для получения более достоверных сведений об исследуемом объекте был проведен спектральный анализ вибросигналов. Анализ спектра вибраций в измеряемых точках на стенде цепного привода показал следующие результаты. Выявлены скачки амплитуд вынужденных колебаний на следующих частотах: 5–15; 25; 50; 53,5; 80,5; 100 Гц. Изменение и величина амплитуд вынужденных колебаний на частотах 53,5 и 80,5 Гц незначительны и не превышают 0,01 мм<sup>2</sup>/с, поэтому ими можно пренебречь.

Можно отметить, что частота 5–15 Гц соответствует частоте работы редуктора, тяговой цепи и взаимодействующих с ней узлов; 25 Гц соответствует частоте работы электродвигателя стенда цепного привода и дублируется на частотах 50 и 100 Гц.

Измерение вибрации на стенде производилось в четырех точках и после анализа спектров вибрации для удобства точки 1, 3 и 2, 4 были объединены. Рассмотрение вибрации производилось в верхней и в нижней частях стенда цепного привода. Гистограммы спектров вибрации в измеряемых точках на стенде цепного привода показаны на рис. 3 при частоте 5–15 Гц на оси X.

На построенных гистограммах спектров вибрации не отслеживается явное преимущество ни одного варианта исполнения стенда цепного привода. Это объясняется тем, что каждый узел механизма по отдельности имеет свою частоту колебаний, а воздействующая сила вызывает вынужден-

ные колебания с частотой, зависящей от натяжения цепи, соответственно при близких частотах колебаний могут проявляться резонансные явления и резкое увеличение амплитуды колебаний.



Рис. 3. Гистограмма спектров вибрации стенда цепного привода

Fig. 3. Histogram of vibration spectrum of the chain drive stand

### Выводы

Смоделирован и изготовлен стенд цепного привода для штангового скважинного насоса с натяжителем цепи для вибродиагностических исследований.

Проведены виброизмерения общего уровня вибрации и частотный анализ, которые позволили определить диапазон натяжения цепи при наименьшей вибрации и сравнить вибрацию стенда с роликовой и зубчатой тяговыми цепями.

Исходя из погрешности измерений вибродиагностического комплекса в 0,05, наименьшая вибрация для зубчатой цепи лежит в интервале 18–25 мм, а для роликовой цепи в интервале 22–30 мм.

Анализ проведенных экспериментов показал, что за счет выбора типа тяговой цепи и ее натяжения можно регулировать частоту возбуждающей

силы, тем самым создавать оптимальные условия работы привода, при которых исключается возможность возникновения резонанса системы.

Результаты экспериментов со стендом цепного привода показали, что использование зубчатой цепи приводит к уменьшению вибрации в среднем на 10 % по всему диапазону натяжения. Является целесообразным использование зубчатой цепи в качестве тяговой цепи в цепном приводе штангового скважинного насоса, что позволит за счет снижения общей вибрации увеличить наработку до отката узлов цепного привода.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Валовский В.М., Валовский К.В. Цепные приводы скважинных штанговых насосов. – М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2004. – 492 с.
2. Цепной привод скважинного штангового насоса: пат. Рос. Федерация № 2519152; заявл. 25.05.2013; опубл. 10.06.2014, Бюл. № 16. – 10 с.
3. Сираев И.Ф., Габдрахимов М.С. Станок-качалка с цепным приводом с усовершенствованной подвеской // Всероссийская 40-я научно-техническая конференция молодых ученых, аспирантов и студентов. – Октябрьский, 2013. – С. 107–111.
4. Швецов М.В., Бикбов Г.Б., Калачёв И.Ф. Цепной привод ШГН для эффективной эксплуатации малодебитных скважин // Экспозиция Нефть Газ. – 2016. – № 5. – С. 26–27.
5. Использование УСШН с цепными приводами в качестве альтернативы УЭЦН / В.М. Валовский, К.В. Валовский, И.Г. Шамсутдинов, Н.В. Федосеенко, А.А. Сайтов, Р.А. Габдрахманов, С.В. Любецкий // Нефтяное хозяйство. – 2005. – № 7. – С. 52–55.
6. Ямалиев В.У., Ленков С.Н. Анализ работы цепных приводов штанговых скважинных насосов с ОАО АНК «Башнефть» // Нефтегазовое дело. – 2015. – Т. 13. – № 1. – С. 81–85.
7. Ямалиев В.У., Гилязова М.Д., Дулов А.С. Тепловизионный контроль технического состояния УЭЦН // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2015. – № 3. – С. 271–281.
8. Устройство для оценки технического состояния установок электроцентробежных насосов в процессе эксплуатации: пат. РФ № 2525094; заявл. 05.04.2013, опубл. 10.08.2014, Бюл. № 22. – 8 с.
9. Barkov A.V., Barkova N.A., Mitchell J.S. Condition Assessment and Life Prediction of rolling Element Bearings. P. 1 // Sound and Vibration. – 1995. – V. 29. – № 6. – P. 10–17.
10. Barkov A.V., Barkova N.A., Mitchell J.S. Condition Assessment and Life Prediction of rolling Element Bearings. P. 2 // Sound and Vibration. – 1995. – V. 29. – № 9. – P. 27–31.
11. Badi M.N.M., Breckell T.H. Condition Monitoring of «wet» and «dry» gears using noise, stress wave and acceleration signals // Division of Mechanical and Aeronautical Engineering. – 1996. – V. 7. – P. 208–216.
12. Andrell B.L. Failure analysis of centrifugal pumps // Sound and Vibration. – 1997. – № 09. – P. 20–25.
13. Ямалиев В.У., Салахов Т.Р., Шубин С.С. Применение элементов теории детерминированного хаоса к решению задач техни-

- ческого диагностирования УЭЦН // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2014. – № 4. – С. 174–191.
14. Разработка наблюдателя полного порядка с оперативным мониторингом момента сопротивления для погружных асинхронных электродвигателей / А.С. Глазырин, С.Н. Кладиев, К.С. Афанасьев, В.В. Тимошкин, И.Г. Слепнёв, В.И. Полищук, Sándor Halász // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2018. – Т. 329. – № 2. – С. 118–126.
15. Применение эвристических алгоритмов в анализе данных для решения задачи диагностирования электроцентробежных насосных установок / Р.И. Валиахметов, В.У. Ямалиев, С.С. Шубин, А.В. Алфёров // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2018. – Т. 329. – № 2. – С. 159–167.
16. Расчет упруговязкопластического перемещения стенки открытого ствола скважины с учетом сжимаемости горной породы / А.Г. Губайдуллин, А.И. Могучев, В.У. Ямалиев, А.В. Лягов // Нефтяное хозяйство. – 2018. – № 2. – С. 58–60.
17. Yamaliev V.U., Ishemguzhin E.I., Gorshunova L.P. Perspectives for designing fluid cleaners (from patent documentation) // Chemical and petroleum engineering. – 1991. – V. 27. – № 9. – P. 501–505.
18. On the need to take into account vibrations when designing the elements of the drill string / M.F. Zalyaev, V.U. Yamaliev, E.M. Abutalipova, A.N. Avrenyuk // Chemical and petroleum engineering. – 2017. – V. 52. – № 9–10. – P. 647–652.
19. Salakhov T.R., Yamaliev V.U., Dubinsky V. A field-proven methodology for real-time drill bit condition assessment and drilling performance optimization // Society of Petroleum Engineers – SPE. Russian Oil and Gas Technical Conference and Exhibition 2008. – М., 2008. – P. 281–288.
20. Гиниятов Д.С., Ямалиев В.У. Определение оптимального угла подъема лопастей на спинке лапы шарошечного долота для горизонтального бурения // Известия ТПУ. Инжиниринг георесурсов. – 2018. – Т. 329. – № 4. – С. 13–20.
21. Gibbs S.G. Predicting the behavior of sucker-rod pumping systems // Journal of petroleum technology. – 1963. – V.VII. – P. 769–778.
22. Натяжное устройство цепного привода: пат. Рос. Федерация № 158178; заявл. 28.10.2014; опубл. 20.12.2015, Бюл. № 35. – 2 с.
23. Стенд для виброиспытаний компенсатора колебаний установок электроцентробежных насосных / С.Г. Зубаиров, Р.Р. Яхин, Ф.Г. Халимов, И.А. Салихов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2011. – № 3. – С. 318–322.

Поступила 29.11.2017 г.

#### Информация об авторах

**Ленков С.Н.**, ассистент кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов Горного факультета Уфимского государственного нефтяного технического университета.

**Ямалиев В.У.**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой машин и оборудования нефтегазовых промыслов Горного факультета Уфимского государственного нефтяного технического университета.

**Зубаиров С.Г.**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механики и конструирования машин Механического факультета Уфимского государственного нефтяного технического университета.

UDC 622.276.054.22

**VIBRODIAGNOSTIC INVESTIGATIONS AT A CHAIN DRIVE STAND OF A SUCKER ROD WELL PUMP**

**Stanislav N. Lenkov<sup>1</sup>,**  
lenkov\_stas@mail.ru

**Vil U. Yamaliev<sup>1</sup>,**  
vilyzich@yandex.ru

**Sibagat G. Zubairov<sup>1</sup>,**  
mkm-ufa@mail.ru

<sup>1</sup> Ufa State Petroleum Technological University,  
1, Kosmonavtov street, Ufa, 450062, Russia.

**Relevance of the research.** Nowadays application of sucker rod well pumping installations is the simplest and reliable way of oil production. Since 2000 chain drives on the basis of a reducing conversion mechanism have been widely used. Their main advantages are: the ability to adjust the stroke length and frequency control, without increasing the mass and dimensions of the drive; uniform speed of the sucker rod on the prevailing part of the stroke; a reducer with a smaller gear ratio and a torque is used; reduction of energy costs. The important component of reliable operation is data collection and analysis of chain drive operation.

**The aim** of the work is to carry out the experiments and analyze the obtained values of the chain drive vibration using the roller and tooth chains.

**Research methods:** experimental studies and analysis of the influence of chain tension on the vibrodiagnostic complex.

**Results.** The authors have designed the experimental installation of a chain drive for investigation of forced oscillations of a roller and tooth chain with and without a tensioner, toothed and roller chains; analyzed the chain drive vibration and plotted the graph of the influence of chain tension on the amplitude of forced oscillations. Spectral analysis of the forced oscillations amplitude of the chain drive was carried out.

**Key words:**

Chain drive, sucker rod well pumps, stand, vibrodiagnostics, chain tensioner, forced oscillations, rack chain, roller chain, chain tension.

**REFERENCES**

1. Valovskiy V.M., Valovskiy K.V. *Kerogen: tsepnye privody skvazhinnykh shtangovykh nasosov* [Kerogen: chain drives of borehole rod pumps]. Moscow, VNIIOENG Publ., 2004. 492 p.
2. Ibragimov N.G., Shvetsov M.V., Talypov S.M. *Tsepnoy privod skvazhinnogo shtangovogo nasosa* [Chain drive of the downhole sucker rod pump]. Patent RF, no. 2519152, 2013.
3. Siraev I.F., Gabdrakhimov M.S. Stanok-kachalka s tsepnym privodom s usovershenstvovannoy podveskoy [Rocking machine with chain drive with improved suspension]. *Vserossiyskaya 40-ya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya molodykh uchennykh, aspirantov i studentov* [All-Russia 40<sup>th</sup> scientific and technical conference of young scientists, graduate students and students]. Otktyabrskiy, 2013. pp. 107–111.
4. Shvetsov M.V., Bikbov G.B., Kalachev I.F. Chain drive ShGN for efficient operation of low-yield wells. *Exposition oil gas*, 2016, no. 5, pp. 26–27. In Rus.
5. Valovsky V.M., Valovsky K.V., Shamsutdinov I.G., Fedoseenko N.V., Saytov A.A., Gabdrakhmanov R.A., Lyubetsky S.V. Usage of the USShN with chain drives as an alternative to the ESP. *Oil field*, 2005, no. 7, pp. 52–55. In Rus.
6. Yamaliev V.U., Lenkov S.N. Analysis of the operation of chain drives of rod-type well pumps with OAO ANK Bashneft. *Oil and gas business*, 2015, vol. 13, no. 1, pp. 81–85. In Rus.
7. Yamaliev V.U., Gilyazova M.D., Dulov A.S. Thermal imaging control of the technical condition of the ESP. *Electronic scientific journal «Oil and gas business»*, 2015, no. 3, pp. 271–281. In Rus. Available at: [http://ogbus.ru/issues/3\\_2015/ogbus\\_3\\_2015\\_p271-281\\_YamalievVU\\_ru.pdf](http://ogbus.ru/issues/3_2015/ogbus_3_2015_p271-281_YamalievVU_ru.pdf) (accessed 1 November 2017).
8. Yamaliev V.U., Salakhov T.R., Shubin S.S. *Ustroystvo dlya otsenki tekhnicheskogo sostoyaniya ustanovok elektrosentrobezhnykh nasosov v protsesse ekspluatatsii* [Device for assessing the technical state of the installations of electric centrifugal pumps during operation]. Patent RF no. 2525094, 2013.
9. Barkov A.V., Barkova N.A., Mitchell J.S. Condition Assessment and Life Prediction of rolling Element Bearings. P. 1. *Sound and Vibration*, 1995, vol. 29, no. 6, pp. 10–17.
10. Barkov A.V., Barkova N.A., Mitchell J.S. Condition Assessment and Life Prediction of rolling Element Bearings. P. 2. *Sound and Vibration*, 1995, vol. 29, no. 9, pp. 27–31.
11. Badi M.N.M., Breckell T.H. Condition Monitoring of «wet» and «dry» gears using noise, stress wave and acceleration signals. *Division of Mechanical and Aeronautical Engineering*, 1996, vol. 7, pp. 208–216.
12. Andrell B.L. Failure analysis of centrifugal pumps. *Sound and Vibration*, 1997, no. 9, pp. 20–25.
13. Yamaliev V.U., Salakhov T.R., Shubin S.S. Application of the elements of the theory of deterministic chaos to solving problems of technical diagnostics of the ESP. *Electronic scientific journal «Oil and gas business»*, 2014, no. 4, pp. 174–191. In Rus. Available at: [http://ogbus.ru/issues/4\\_2014/ogbus\\_4\\_2014\\_p174-191\\_YamalievVU\\_ru.pdf](http://ogbus.ru/issues/4_2014/ogbus_4_2014_p174-191_YamalievVU_ru.pdf) (accessed 1 November 2017).
14. Glazyrin A.S., Kladiyev S.N., Afanasiev K.S., Timoshkin V.V., Slepnev I.G., Polishchuk V.I., Halasz Sandor. Design of full order observer with real time monitoring of load torque for submersible induction motors. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2018, vol. 329, no. 2, pp. 118–126. In Rus.
15. Valiakhmetov R.I., Yamaliev V.U., Shubin S.S., Alferov A.V. Application of heuristic algorithms in analyzing data to solve the problem of detection of electric centrifugal pumping units. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2018, vol. 329, no. 2, pp. 159–167. In Rus.
16. Gubaidullin A.G., Moguchev A.I., Yamaliev V.U., Lyagov A.V. Calculation of open hole wall elastoviscoplastic displacement in

- case of compressible rock conditions. *Oil field*, 2018, no. 2, pp. 58–60. In Rus.
17. Yamaliev V.U., Ishemguzhin E.I., Gorshunova L.P. Perspectives for designing fluid cleaners (from patent documentation). *Chemical and Petroleum Engineering*, 1991, vol. 27, no. 9, pp. 501–505.
  18. Zalyaev M.F., Yamaliev V.U., Abutalipova E.M., Avrenyuk A.N. On the need to take into account vibrations when designing the elements of the drill string. *Chemical And Petroleum Engineering*, 2017, vol. 52, no. 9–10, pp. 647–652.
  19. Salakhov T.R., Yamaliev V.U., Dubinsky V. A field-proven methodology for real-time drill bit condition assessment and drilling performance optimization. *Society of Petroleum Engineers – SPE Russian Oil And Gas Technical Conference And Exhibition 2008*. Moscow, 2008. pp. 281–288.
  20. Giniyatov D.S., Yamaliev V.U. Determination of the optimal angle of blade lift on the back of the paw of the roller cutter for horizontal drilling. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic university. Geo assets Engineering*, 2018, vol. 329, no. 4, pp. 13–20. In Rus.
  21. Gibbs S.G. Predicting the behavior of sucker-rod pumping systems. *Journal of petroleum technology*, 1963, vol. VII, pp. 769–778.
  22. Yamaliev V.U., Lenkov S.N. *Natyazhnoe ustroystvo tsepnogo privoda* [Chain drive tensioner]. Patent RF, no. 158178, 2014.
  23. Zubairov S.G., Yakhin R.R., Khalimov F.G., Salikhov I.A. Stand for vibration tests of the compensator of vibrations of installations of electric centrifugal pumping. *Electronic scientific journal «Oil and gas business»*, 2011, no. 3, pp. 318–322. In Rus. Available at: [http://ogbus.ru/authors/Zubairov/Zubairov\\_1.pdf](http://ogbus.ru/authors/Zubairov/Zubairov_1.pdf) (accessed 1 November 2017).

*Received: 29 November 2017.*

#### Information about the authors

**Stanislav N. Lenkov**, assistant, Ufa State Petroleum Technological University.

**Vil U. Yamaliev**, Dr. Sc., professor, head of the department, Ufa State Petroleum Technological University.

**Sibagat G. Zubairov**, Dr. Sc., professor, head of the department, Ufa State Petroleum Technological University.