

УДК 622.276.53.054.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВИНТОВОГО НАСОСА

Тимашев Эдуард Олегович¹,
timashev@mail.ru

Латыпов Булат Маратович¹,
bulatti@hotmail.com

Уразакв Камил Рахматуллович¹,
urazakk@mail.ru

¹ Уфимский государственный нефтяной технический университет,
Россия, 450062, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

Актуальность исследования обусловлена необходимостью повышения точности расчетов возникающих крутящих нагрузок, что позволит обеспечить условия для уточнения алгоритмов диагностики и прогнозирования ресурса винтовых насосных установок со штанговым и погружным приводом. Винтовые насосные установки используются в скважинных условиях, характеризующихся высокой вязкостью откачиваемой пластовой жидкости и высоким содержанием механических примесей в ней (коэффициент взвешенных частиц более 500 мг/л). Опыт эксплуатации винтовых насосных установок показывает, что надежность насосных установок зависит от состояния рабочих органов. В процессе эксплуатации эластомер статора набухает, что приводит к росту потерь на трение или к разрушению эластомера. Для повышения эффективности подбора, расчета и диагностики винтовых насосных установок важно понимание процессов, происходящих при трении металлического ротора по эластомеру статора в условиях смазки пластовой жидкостью.

Цель исследования заключается в определении зависимости коэффициента трения пары рабочих органов винтового насоса от числа Зоммерфельда для эластомерного материала статора винтового насоса, построении участка кривой Штрибека, характерной для условий работы погружных винтовых насосных установок, и определении характерных режимов трения материала резина–сталь.

Методы: экспериментальные исследования на триботехнической установке ИИ-5018 пар металл–эластомер в условиях сухого трения и при различных смазочных средах; статистическая обработка результатов экспериментов.

Результаты. Установлена зависимость коэффициента трения от числа Зоммерфельда для пары трения ротор–статор винтового насоса. Определены режимы трения, характерные для условий эксплуатации винтовых насосных установок.

Ключевые слова:

Добыча нефти, винтовой насос, трение, эластомер, триботехника, число Зоммерфельда, кривая Штрибека.

Винтовые насосные установки используются во всем мире как средство добычи и перекачки высоковязкой жидкости. Для механизированной добычи нефти преимуществом этих насосов является возможность откачки жидкости с высоким содержанием механических примесей и минимальным погружением под динамический уровень [1]. Работа винтового насоса обеспечивается двумя рабочими органами – винтом (ротором) и статором. Наибольшее распространение для добычи нефти получили винтовые пары с металлическим ротором и статором, выполненным из эластомерного материала, от правильности выбора которого будет зависеть наработка всей насосной установки, поэтому выбор эластомера является одной из важнейших задач, которые следует планировать при расчете дизайна винтовой насосной установки. По этой причине при выборе эластомеров всегда следует учитывать материалы, способные противостоять агрессивному воздействию температуры, давления и свойств жидкостей, которым оборудование будет подвергаться в течение всего срока эксплуатации. В качестве материала эластомера используются различные виды каучуков: бутадиен-нитрильный каучук, гидрированный бутадиенакрилонитрильный каучук, фторкаучук и другие. Каждый

тип эластомерного материала подходит для конкретной среды в зависимости от его первоначальных механических свойств. Эти свойства включают стойкость к истиранию, теплоустойчивость, проницаемость для газа, подверженность взрывной декомпрессии, устойчивость к разрыву, воздействию воды и химических веществ [2–4].

Важнейшим фактором, определяющим энергетические затраты при работе винтового насоса, являются потери момента на трение в винтовой паре, которые зависят от свойств геометрии ротора и статора и механических и триботехнических свойств этих элементов.

В работе [5] проводился факторный анализ влияния геолого-технических и технологических параметров на необходимый крутящий момент в электродвигателе штанговой винтовой насосной установки. Установлено, что наибольшее влияние на значение крутящей нагрузки оказывает натяг винтовой пары и вязкость откачиваемой жидкости. При этом коэффициент трения в расчетах винтовой пары был задан постоянной величиной.

В работах [6, 7] проводились исследования эрозионного износа эластомеров винтовых насосов, в которых использовались модели Финни, Биттера и Хат-

чингса. Показано, что с ростом твердости материала эластомера эрозионный износ уменьшается. В ряде исследований, реализующих методику подбора эластомеров под условия эксплуатации скважины [8, 9], основными критериями выделяются термобарические условия работы насоса и агрессивность компонентов перекачиваемой жидкости. Для оценки влияния этих факторов на значение коэффициента трения необходимо исследование трения для образцов, выдержанных в различных средах.

Коэффициент трения является одним из параметров для расчета крутящей и осевой нагрузки в винтовых насосных установках [10, 11], при этом в различных методиках расчета он используется как константа.

В работе [12] показано, что процесс трения винтовой пары характеризуется непрерывным изменением контактного давления и скорости скольжения рабочей поверхности при вращении ротора. В связи с этим коэффициент трения при вращении ротора будет варьироваться с изменением контактного давления и скорости скольжения, поэтому для приближенного расчета потерь на трение необходимо выполнять 3D моделирование работы винтовых насосов методом конечных элементов. Для этого помимо упругих свойств эластомеров необходимо задавать и триботехнические свойства. В работах [13, 14] при 3D моделировании винтового насоса коэффициент трения использовался как константа. Уточненная зависимость коэффициента трения от контактного давления и скорости скольжения позволит создавать более точные модели винтового насоса.

В работах [5, 15, 16] показано, что на основе анализа крутящей и осевой нагрузки обеспечивается возможность диагностики технического состояния винтовой пары насоса. Точность диагностирования технического состояния насоса будет зависеть от точности определения крутящего момента в винтовой паре, поэтому важнейшей задачей является определение триботехнических аспектов взаимодействия рабочих органов. Также показано, что перепад давления насоса линейно зависит от осевой нагрузки с коэффициентом детерминации 0,78, что позволяет на основе датчика осевой нагрузки, расположенного на устье скважины, оценить изменение динамического уровня [15]. В работе [16] установлена линейная зависимость перепада давления насоса от крутящего момента. Для более точной оценки динамического уровня скважины необходима полная картина процессов трения, происходящих в винтовой паре.

В ряде работ [17, 18 и др.] показано, что коэффициент трения различных пар трения нелинейно зависит от коэффициента Зоммерфельда (учитывающего вязкость смазки и давление контактных поверхностей, а также скорость их скольжения). Установление зависимости коэффициента трения от числа Зоммерфельда позволит более точно установить энергоэффективный режим работы винтовой насосной установки.

В отличие от работ [17, 19] в данной статье приведены результаты исследования процессов трения, выполненного для условий (контактное давление, вяз-

кость жидкости и скорость скольжения), характерных для винтовых насосных установок, применяющихся для добычи нефти.

Постановка задачи исследования и описание экспериментального стенда

Задача исследования – экспериментально установить зависимость коэффициента трения пары эластомер–сталь от числа Зоммерфельда (учитывающего вязкость смазки, контактное давление и скорость скольжения пары скольжения). Это классическая задача, заключающаяся в построении диаграммы Штрибека [20]. Диаграмма Штрибека представляет собой зависимость коэффициента трения от числа Зоммерфельда, по которой можно определить один из режимов смазки: гидродинамический, граничный и смешанный.

Для получения адекватной зависимости варьируемыми параметрами в эксперименте являются все параметры числа Зоммерфельда. Вязкость смазочной среды варьируется температурой и составом жидкости (вода, промышленное масло, нефть). Изменение контактного давления и скорости скольжения предусмотрено возможностями триботехнической установки ИИ-5018.

Схема экспериментального стенда приведена на рис. 1.

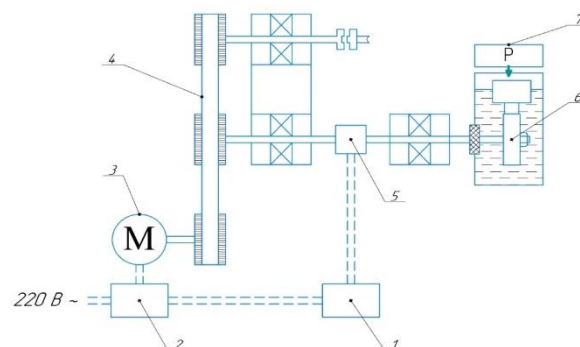


Рис. 1. Схема экспериментального стенда
Fig. 1. Test bench

Принцип работы экспериментального стенда следующий: при помощи программного средства на персональном компьютере – 1 управляющий сигнал передается на тиристорный регулятор – 2, который задает необходимую частоту вращения асинхронного двигателя – 3. Через клиноременную передачу – 4 и измеритель крутящего момента – 5 вращение передается на ролик – 6, в котором узел нагружения – 7 прижимает эластомерный вкладыш. Величина нагружения задается весами. Значение момента трения, определяемого измерителем крутящего момента – 5, передается на персональный компьютер – 1.

На рис. 2, а изображен металлический ролик. Твердость ролика 34–38 HRC, материал – сталь 40ХН.

На рис. 2, б изображен эластомерный вкладыш, изготовленный из материала статора винтового насоса.



Рис. 2. Пара трения: а) стальной ролик; б) вкладыш
Fig. 2. Friction pair: a) steel roller; b) elastomer piece

Методическая часть

Число Зоммерфельда определялось по зависимости вида:

$$So = \frac{\mu \cdot V}{N}, \quad (1)$$

где V – скорость относительного движения, м/с; μ – вязкость жидкой среды, Па·с; N – удельная сила прижатия, Н/м.

Коэффициент трения определялся по формуле:

$$\varphi_c = \frac{M_{тр}}{R \cdot P},$$

где $M_{тр}$ – момент трения, Н·м; R – радиус диска, м; P – нагрузка на вкладыш, Н.

Регистрация крутящего момента происходила с помощью датчика крутящего момента, который формировал набор данных и передавал на персональный компьютер.

Нагрузка на вкладыш обеспечивалась грузами, масса которых была определена с помощью электронных весов.

Для каждого эксперимента фиксировались следующие параметры:

- динамическая вязкость среды (с помощью вискозиметра определены значения вязкости в зависимости от температуры);
- площадь контакта, мм²;
- шероховатость ролика $Rz\ 3,69$;
- температура окружающей среды, начальная температура образца, °С;
- конечная температура образца, °С;
- частота вращения ролика, об/мин;
- осевая нагрузка, кг;
- момент трения, Н·м.

Трибологические условия контакта пары трения эластомер–статор приближены к реальным за счет соответствия значений контактного давления и скорости скольжения. По зависимостям из [12] были рассчитаны диапазоны контактных давлений и скоростей скольжения металлического ротора об эластомер статора (для винтовых насосов эксплуатирующихся в скважинных условиях):

- контактное давление – от 0,3 до 1 МПа в зависимости от глубины спуска насоса и параметров насоса);
- скорость скольжения – от 0,1 до 1 м/с.

Результаты исследования

На первом этапе было проведено исследование влияния различных факторов на коэффициент трения образцов эластомера без смазки. В рассматриваемом диапазоне скоростей скольжения и контактных давлений значительных изменений коэффициента трения обнаружено не было. Для исходного образца коэффициент трения составил 0,44, для выдержанного в нефти – 0,31. Изменение коэффициента трения связано с поверхностной пластификацией образца при выдерживании его в нефти.

На втором этапе было проведено исследование контактного взаимодействия в условиях смазки масляной пленкой.

Наибольшее влияние на значение коэффициента трения оказал фактор нагрузки (контактного давления). С ростом нагрузки во всех условиях наблюдалось уменьшение коэффициента трения. При увеличении нагрузки в 3,3 раза (с 0,3 до 1 МПа) коэффициент трения уменьшился практически в два раза (в среднем с 0,33 до 0,18). Результаты представлены на рис. 3. Снижение коэффициента трения можно объяснить тем, что при малых нагрузках контакт происходит только на самых высоких выступах поверхности, поэтому реальная площадь контакта меньше, чем теоретическая. По мере роста нагрузки менее высокие выступы будут вовлекаться в процесс трения, что приведет к увеличению площади контакта и снижению силы трения.

Влияние скорости контактного взаимодействия неоднозначно. При малых нагрузках трехкратное увеличение скорости приводило максимум к 8 % увеличению коэффициента трения. При максимальных нагрузках увеличение скорости скольжения приводило к снижению коэффициента трения на 7 %.

На третьем этапе было проведено исследование влияния различных факторов на коэффициент трения образцов эластомера в условиях масляной ванны. Результаты исследований приведены на рис. 4.

В условиях обильной смазки влияние контактного давления на коэффициент трения становится практически линейным (рис. 4, б). Кроме того, снизились значения коэффициентов трения.

На четвертом этапе были построены зависимости коэффициента трения от числа Зоммерфельда.

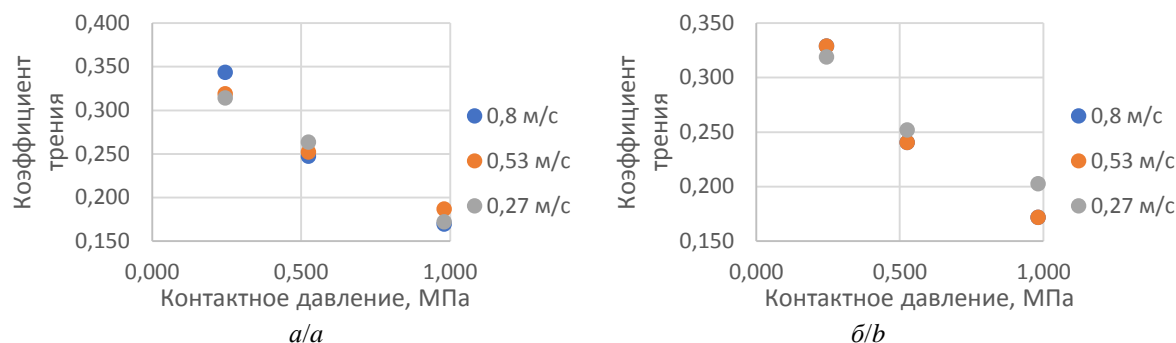


Рис. 3. Влияние нагрузки на коэффициент трения: а) исходный образец; б) выдержанный в нефти образец

Fig. 3. Loading influence on friction coefficient: a) original sample; b) oil-aged sample

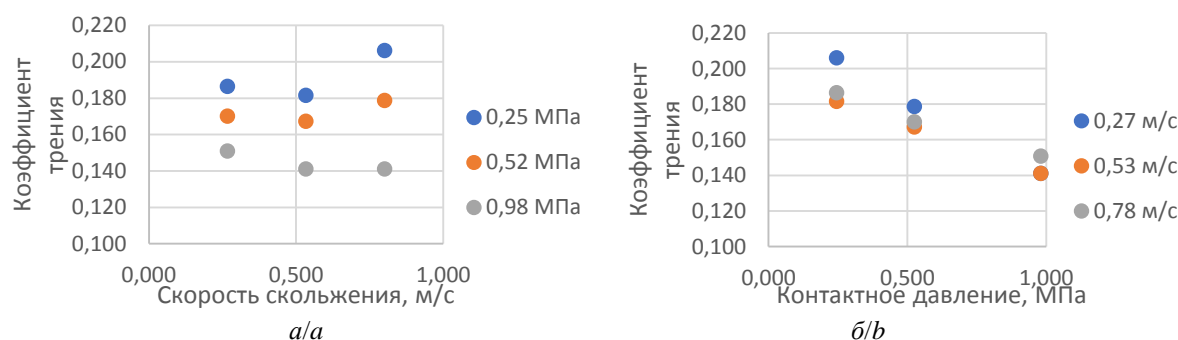


Рис. 4. Влияние скорости скольжения (а) и контактного давления (б) на коэффициент трения

Fig. 4. Dependence of the friction coefficient on the sliding speed (a) and contact pressure (b)

На рис. 5 показаны построенные зависимости для исходного образца (а), образца, выдержанного в нефти (б), и исходного образца в условиях масляной ванны (в).

Во всех случаях коэффициент детерминации моделей является удовлетворительным (более 0,6), что говорит о том, что эффект граничного трения для эластомеров, используемых для изготовления винтовых насосов, есть, хоть и менее выраженный в сравнении с контактом металл по металлу (это объясняется тем, что, в отличие от металлической поверхности, поверхность эластомера плохо образует смазочную пленку). В то же время при испытаниях в масляной ванне зависимость коэффициента трения от числа Зоммерфельда практически линейная.

На пятом этапе было проведено исследование влияния различных факторов на коэффициент трения образцов эластомера в условиях нефтяной ванны. Для этого использовалась нефть вязкостью 560,7 мПа·с (при температуре 20 °С).

На рис. 6 показано влияние контактного давления (а) и скорости скольжения (б) на коэффициент трения в условиях нефтяной ванны.

Поскольку вязкость нефти на порядок больше, чем у масла, использованного в предыдущих опытах, наблюдается более выраженный эффект жидкостного трения, поскольку во всех случаях с ростом скорости коэффициент трения увеличивался.

На рис. 7 показано влияние нагрузки (а) и скорости скольжения (б) на коэффициент трения в воде.

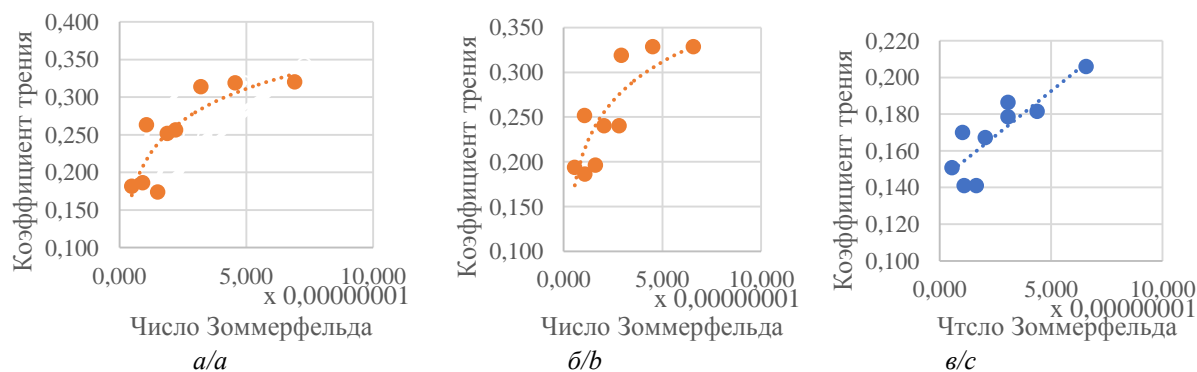


Рис. 5. Зависимости коэффициента трения от числа Зоммерфельда для исходного образца (а), образца выдержанного в нефти (б), образца испытываемого в масляной ванне (в)

Fig. 5. Friction coefficient dependence on the Sommerfeld number for an initial sample (a), a sample aged in oil (b), a sample tested in an oil bath (c)

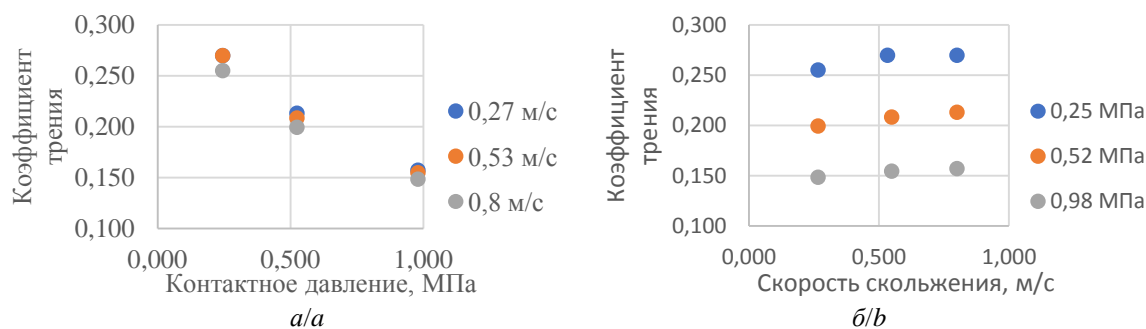


Рис. 6. Влияние контактного давления (а) и скорости скольжения (б) на коэффициент трения

Fig. 6. Friction coefficient dependence on the contact pressure (a) and sliding speed (b)

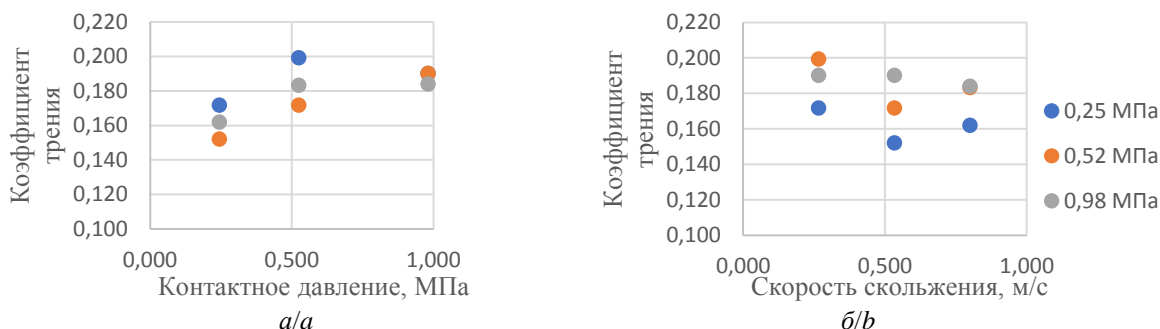


Рис. 7. Влияние контактного давления (а) и скорости скольжения (б) на коэффициент трения

Fig. 7. Friction coefficient dependence on the contact pressure (a) and sliding speed (b)

На рис. 8 показано влияние числа Зоммерфельда на коэффициент трения в условиях обильной смазки в различных жидкостях (совмещенные данные в средах: нефть, масло и вода). В связи с тем, что вязкость

жидкостей различается между собой на порядки (и соответственно число Зоммерфельда), шкала на графике показана в логарифмическом виде.

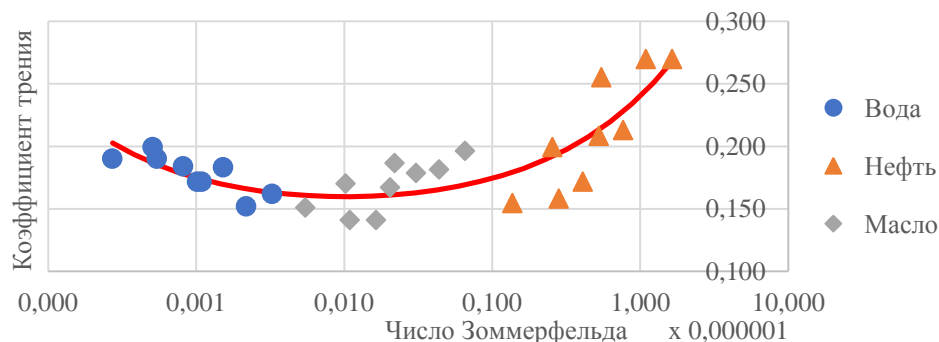


Рис. 8. Зависимость коэффициента трения от числа Зоммерфельда (шкала логарифмическая)

Fig. 8. Friction coefficient dependence on the Sommerfeld number (logarithmic scale)

При трении в условии смазки водой наблюдаются низкие значения числа Зоммерфельда. При этом с ростом числа Зоммерфельда наблюдается снижение коэффициента трения. Это характерно для процессов граничного трения. В условиях смазки маслом вязкость жидкости на порядок выше. При этом наблюдается минимальная величина коэффициента трения, характерная для режима смешанного трения. Кроме того, с ростом числа Зоммерфельда наблюдается рост коэффициента трения. Для высоковязкой нефти с увеличением числа Зоммерфельда наблюдается более интенсивный рост коэффициента трения, в сравнении с условиями смазки маслом, что характерно для гид-

родинамического режима трения, когда на коэффициент трения преобладающее влияние оказывает вязкость среды.

Для данных на рис. 8 построено уравнение регрессии (1), вид которой был применен из работы [21]. Уравнение построено с помощью оптимизационного пакета Gekko [22]. Коэффициент детерминации R^2 получился равным 0,73. Коэффициенты модели $a=99,437489957$, $b=0,1397658309$, $c=10,114598909e-07$.

$$f = a\sqrt{So} + b + \frac{c}{\sqrt{So}}.$$

Полученные результаты свидетельствуют о том, что при трении пары сталь–эластомер винтового

насоса наблюдаются эффекты граничного трения, аналогичные происходящим в паре сталь–сталь, хоть и менее выраженные в связи с особенностями формирования смазочной пленки на поверхности эластомера. По полученной диаграмме Штрибека можно выделить явно выраженный участок с гидродинамическим трением (при трении в условиях высоковязкой нефти), а также смешанного трения в условиях воды и масла. Наибольшее влияние на коэффициент трения оказывают вязкость жидкости и контактное давление.

Заключение

По экспериментально полученной диаграмме Штрибека для эластомерного материала можно выделить два режима, характерных для условий эксплуатации винтовых насосов в скважине, – это режим смешанного трения (при малой вязкости жидкости) и гидродинамического трения (в условиях высоковязкой нефти). Полученная зависимость позволит более

точно определять необходимый крутящий момент на электродвигателе. Эти данные могут быть использованы при проектировании, подборе и диагностике винтовых насосных установок.

Минимальное значение коэффициента трения для пары сталь–эластомер, согласно полученной зависимости, составляет 0,16. Установлено, что из всех факторов эксплуатации наибольшее влияние на коэффициент трения пары эластомер винтового насоса – стальной ролик оказывает контактное давление. В условиях гидродинамического трения рост контактного давления приводит к снижению коэффициента трения до минимальных значений. При малой вязкости порядка 20 мПа·с четырехкратный рост контактного давления приводит к снижению коэффициента трения на 20 %, при высокой вязкости порядка 500 мПа·с четырехкратный рост контактного давления приводит к снижению коэффициента трения на 40 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Латыпов Б.М. Установка штангового винтового насоса для добычи нефти в осложненных условиях // Нефтегазовое дело. – 2012. – Т. 10. – № 1. – С. 13–15.
2. Влияние условий эксплуатации наработку штанговых винтовых насосных установок / Б.М. Латыпов, А.С. Топольников, А.Г. Комков, Р.Р. Исмагилов // Нефтегазовое дело. – 2016. – Т. 15. – № 2. – С. 55–60.
3. Increased run life in progressive cavity pumps from characterization of high nitrile elastomers in the Orinoco Oil Belt / M.J. Han, E. Guerra, S.V. Rangel, I.B. Gamez, A. Delgado // SPE Artificial Lift Conference and Exhibition-Americas. – The Woodlands, Texas, USA, 2018. – С. 1–29. URL: <https://onepetro.org/SPEALCE/proceedings-abstract/18ALCE/2-18ALCE/D021S005R003/214323> (дата обращения: 15.03.2021).
4. Исаев А.А., Малыгин В.И., Шарифуллин А.А. Исследование напорных характеристик винтовых насосов и анализ влияния условий эксплуатации на обрывность колонны насосных штанг // Нефть. Газ. Новации. – 2019. – № 10. – С. 78–82.
5. Уразаков К.Р., Латыпов Б.М. Влияние геолого-технических и технологических параметров на нагрузки и усталостную прочность в штанговой колонне винтовых насосов // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2020. – Т. 331. – № 5. – С. 120–127.
6. Analysis of progressive cavity pumps specific wear processes using Finnie models / M. Popescu, A.I. Popovici, F.N. Petrescu, N.N. Antonescu // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – V. 174. – С. 1–7. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/174/1/012020/pdf> (дата обращения: 15.03.2021).
7. Analysis of progressive cavity pumps specific wear processes using Bitter and Hutchings models / A.I. Popovici, M. Popescu, N.N. Antonescu, F.N. Petrescu // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – V. 174. – С. 1–7. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/174/1/012022/> (дата обращения: 15.03.2021).
8. Marchan L., Socorro D., Concalves E. Application of elastomer more resistant to gas in progressive cavity pumps in Boscan field to improve run life // SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference Proceedings. – Maracaibo, Venezuela, 2014. – С. 1–12. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-169414-MS> (дата обращения: 15.03.2021).
9. Delpassand M.S. Progressing cavity (PC) pump design optimization for abrasive applications // Proceedings – SPE Production Operations Symposium. – Oklahoma City, Oklahoma, 1997. – P. 1–5. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-37455-MS> (дата обращения: 15.03.2021).
10. Методика расчета и подбора дизайнов установок винтовых насосов с погружным и поверхностным приводами для добычи нефти / М.Г. Волков, Р.С. Халфин, А.Р. Брот, А.С. Топольников, Б.М. Латыпов, Э.О. Тимашев // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2018. – № 6. – С. 32–37.
11. Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Исмагилов Р.Р. Методика расчета штанговых колонн для винтовых насосных установок // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2015. – № 4. – С. 72–94.
12. Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Одновинтовые гидравлические машины. В 2 т. Т. 1. Одновинтовые насосы. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2005. – 488 с.
13. Three dimensional dynamics simulation of progressive cavity pump with stator of even thickness / Z. Zhou, X.C. Shi, G.G. Cao, C.L. Sun, Y. H., L. Holiday, W. Hanfu // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2013. – V. 106. – P. 71–76.
14. Three dimensional FEM simulation and parameter study on laden torque of interference friction of PCP / He Liu, X.D. He, Hean He, Xiuxi Wang, Gang Cao // Society of Petroleum Engineers – Progressing Cavity Pumps Conference. – Alberta, Canada, 2010. – P. 1–7. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-135808-MS> (дата обращения: 15.03.2021).
15. Mena L., Klein S. Surface axial load based Progressive Cavity Pump optimization system // SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference Proceedings. – Caracas, Venezuela, 1999. – P. 1–6. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-53962-MS> (дата обращения: 15.03.2021).
16. Quick look methodology for progressive cavity pump sizing and performance monitoring / N. Agrawal, R. Baid, L. Mishra, P. Ghosh, M. Kushwaha // SPE Oil & Gas India Conference and Exhibition. – Society of Petroleum Engineers. – Mumbai, India, 2015. – P. 1–23. URL: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-178097-MS> (дата обращения: 15.03.2021).
17. Surface roughness effect on the friction and wear behaviour of acrylonitrile–butadiene rubber (NBR) under oil lubrication / D. Feng, M. Shen, X. Peng, X. Meng // Tribol. Lett. – 2017. – V. 65. – № 10. – P. 1–14. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11249-016-0793-5> (дата обращения: 15.03.2021).
18. Уразаков К.Р., Латыпов Б.М., Исмагилов Р.Р. Экспериментальные исследования коэффициента трения элементов штанговой колонны винтовых насосных установок // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2015. – № 3. – С. 256–270. URL: http://ogbus.ru/issues/3_2015/ogbus_3_2015_p256-270_UrazakovKR_ru.pdf (дата обращения 15.03.2021).
19. Study on wear behaviours steel under sand water-lubricated conditions / C.L. Dong, C.Q. Yuan, X.Q. Bai, Y. Yang, X.P. Yan // Wear. – 2015. – V. 332–333. – P. 1012–1020. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0043164815000162> (дата обращения 15.03.2021).
20. Lu X., Khonsari M.M., Gelinck E.R.M. The Stribeck curve: experimental results and theoretical prediction // J. Tribol. – 2006. – № 128 (4). – P. 789–794.

21. Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно направленных скважин. – М.: Недра, 1993. – 169 с.
22. GEKKO optimization suite / L.D. Beal, D.C. Hill, R.A. Martin, J.D. Hedengren // Processes. – 2018. – V. 6 (8). – P. 1–26. URL: <https://www.mdpi.com/2227-9717/6/8/106/pdf>

Поступила 19.04.2021 г.

Информация об авторах

Тимашев Э.О., кандидат технических наук, докторант кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Латыпов Б.М., кандидат технических наук, доцент кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Уразаков К.Р., доктор технических наук, профессор кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов Уфимского государственного нефтяного технического университета.

UDC 622.276.53.054.4

TRIBOTECHNICAL CHARACTERISTICS OF THE SCREW PAIR OF THE PROGRESSING CAVITY PUMP

Eduard O. Timashev¹,
timashev@mail.ru

Bulat M. Latypov¹,
bulatti@hotmail.com

Kamil R. Urazakov¹,
urazakk@mail.ru

¹ Ufa State Petroleum Technological University,
1, Cosmonavtov street, Ufa, 450062, Russia.

The relevance of the study is caused by the necessity in increasing the precision of calculating the torsional loads, which will provide conditions for refining the diagnostic algorithms and predicting the resource of progressing cavity pumps. They are used in downhole conditions characterized by high viscosity of the pumped fluid (more than 30 mPa·s) and a high content of mechanical impurities in it (the concentration of particles is more than 500 mg/l). The operating experience of the progressing cavity pumps shows that the reliability of pumping units depends on the state of the working bodies. During operation, the stator elastomer swells, which leads to increase in friction losses. To improve the efficiency of selection, calculation and diagnostics of the progressing cavity pumps, it is important to have a deep understanding of the processes occurring during the friction of a metal rotor against the stator elastomer under conditions of formation fluid lubrication.

The purpose of the study is to determine the dependence of the friction coefficient of a pair of working bodies of the progressing cavity pump on the Sommerfeld number for the elastomeric material of the progressing cavity pump stator and to plot a section of the Stribeck curve typical for the operating conditions of the progressing cavity pumps.

Methods: experimental studies on tribotechnical installation II-5018 metal-elastomer pairs.

Results. The authors have determined the friction coefficient dependence on the Sommerfeld number for the rotor–stator friction pair, according to which the Stribeck curve was constructed.

Key words:

Oil production, progressing cavity pump, friction, elastomer, tribotechnics, Sommerfeld number, Stribeck curve.

REFERENCES

- Latypov B.M. Progressing cavity pump for oil production in complicated operating conditions. *Petroleum engineering*, 2012, vol. 10, no. 1, pp. 13–15. In Rus.
- Latypov B.M., Topolnikov A.S., Komkov A.G., Ismagilov R.R. The influence of operating conditions on the operating time of progressing cavity pump. *Petroleum engineering*, 2016, vol. 14, no. 2, pp. 55–60. In Rus.
- Han M.J., Guerra E., Rangel S.V., Gamez I.B., Delgado A. Increased run life in progressive cavity pumps from characterization of high nitrile elastomers in the Orinoco Oil Belt. *SPE Artificial Lift Conference and Exhibition-Americas. Society of Petroleum Engineers*. The Woodlands, Texas, USA, 2018. pp. 1–29. Available at: <https://onepetro.org/SPEALCE/proceedings-abstract/18ALCE/2-18ALCE/D021S005R003/214323> (accessed: 15 March 2021).
- Isaev A.A., Malyhin V.I., SHarifullin A.A. Investigation of screw pumps' head-capacity curves and analysis of the effect of operating conditions on the parting of a sucker rod string. *Neft. Gas. Novacii*, 2019, no. 10, pp. 78–82. In Rus.
- Urazakov K.R., Latypov B.M. Influence of operating conditions on loads and fatigue strength in a rod column of PCP. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2020, vol. 331, no. 5, pp. 120–127. In Rus.
- Popescu M., Popovici A.I., Petrescu F.N., Antonescu N.N. Analysis of progressive cavity pumps specific wear processes using Finnie models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017, vol. 174, pp. 1–7. Available at: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/174/1/012020/pdf> (accessed: 15 March 2021).
- Popovici A.I., Popescu M., Antonescu N.N., Petrescu F.N. Analysis of progressive cavity pumps specific wear processes using Bitter and Hutchings models. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017, vol. 174, pp. 1–7. Available at: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/174/1/012022/pdf> (accessed: 15 March 2021).
- Marchan L., Socorro D., Concalves E. Application of elastomer more resistant to gas in progressive cavity pumps in Boscan field to improve run life. *SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference Proceedings*. Maracaibo, Venezuela, 2014. pp. 1–12. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-169414-MS> (accessed: 15 March 2021).
- Delpassand M.S. Progressing cavity (PC) pump design optimization for abrasive applications. *Proceedings – SPE Production Operations Symposium*. Oklahoma City, Oklahoma, 1997. pp. 1–5. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-37455-MS> (accessed: 15 March 2021).
- Volkov M.G., Khalfin R.S., Brot A.R., Topolnikov A.S., Latypov B.M., Timashev E.O. Methodology for calculating and selecting designs for progressing cavity pumps installations with submersible and surface drives for oil production. *Equipment and technologies for oil and gas complex*, 2018, no. 6, pp. 32–37. In Rus.
- Urazakov K.R., Latypov B.M., Ismagilov R.R. Methodology for calculating sucker rod string of progressing cavity pump. *Oil and gas business*, 2015, no. 4, pp. 72–94. In Rus. Available at: http://ogbus.ru/issues/4_2015/ogbus_4_2015_p72-94_UrazakovKR_ru.pdf (accessed: 15 March 2021).
- Baldenko D.F., Baldenko F.D., Gnoevykh A.N. *Odnovintovye gidravlicheskie mashiny. T. 1. Odnovintovye nasosy* [Screw hydraulic machines V. 1. Screw pumps]. Moscow, IRC Gazprom Publ., 2005. 488 p.
- Zhou Z., Shi X.C., Cao G.G., Sun C.L., Y H., Holiday L., Hanfu W. Three dimensional dynamics simulation of progressive cavity pump with stator of even thickness. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2013, vol. 106, pp. 71–76.

14. He Liu, He X.D., Hean He, Xiuxi Wang, Gang Cao. Three dimensional FEM simulation and parameter study on laden torque of interference friction of PCP. *Society of Petroleum Engineers – Progressing Cavity Pumps Conference*. Alberta, Canada, 2010. pp. 1–7. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-135808-MS> (accessed: 15 March 2021).
15. Mena L., Klein S. Surface axial load based Progressive Cavity Pump optimization system. *SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference Proceedings*. Caracas, Venezuela, 1999. pp. 1–6. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-53962-MS> (accessed: 15 March 2021).
16. Agrawal N., Baid R., Mishra L., Ghosh P., Kushwaha M. Quick look methodology for progressive cavity pump sizing and performance monitoring. *SPE Oil & Gas India Conference and Exhibition. Society of Petroleum Engineers*. Mumbai, India, 2015. pp. 1–23. Available at: <https://www.onepetro.org/conference-paper/SPE-178097-MS> (accessed: 15 March 2021).
17. Feng D., Shen M., Peng X., Meng X. Surface roughness effect on the friction and wear behaviour of acrylonitrile–butadiene rubber (NBR) under oil lubrication. *Tribol. Lett.*, 2017, vol. 65, no. 10, pp. 1–14. Available at: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11249-016-0793-5> (accessed: 15 March 2021).
18. Urazakov K.R., Latypov B.M., Ismagilov R.R. Experimental studies of the coefficient of friction of the elements of the rod string of Progressing cavity pumps. *Oil and gas business*, 2015, no. 3, pp. 256–270. In Rus. Available at: http://ogbus.ru/issues/3_2015/ogbus_3_2015_p256-270_UrazakovKR_ru.pdf (accessed: 15 March 2021).
19. Dong C.L., Yuan C.Q., Bai X.Q., Yang Y., Yan X.P. Study on wear behaviours for NBR/stainless steel under sand water-lubricated conditions. *Wear*, 2015, vol. 332–333, pp. 1012–1020. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0043164815000162> (accessed: 15 March 2021).
20. Lu X., Khonsari M.M., Gelinck E.R.M. The Stribeck curve: experimental results and theoretical prediction. *J. Tribol.*, 2006, no. 128 (4), pp. 789–794.
21. Urazakov K.R. *Ekspluatatsiya naklonno napravlennykh skvazhin* [Oil production from directional wells]. Moscow, Nedra Publ., 1993. 169 p.
22. Beal L.D., Hill D.C., Martin R.A., Hedengren J.D. GEKKO optimization suite. *Processes*, 2018, vol. 6 (8), pp. 1–26. Available at: <https://www.mdpi.com/2227-9717/6/8/106/pdf> (accessed: 15 March 2021).

Received: 19 April 2021.

Information about the authors

Eduard O. Timashev, Cand. Sc., doctoral student, Ufa State Petroleum Technological University.

Bulat M. Latypov, Cand. Sc., associate professor, Ufa State Petroleum Technological University

Kamil R. Urazakov, Dr. Sc., professor, Ufa State Petroleum Technological University.