

ИЗУЧЕНИЕ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ В ГИДРОСТАТИЧЕСКОМ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОМ ПОДШИПНИКЕ ШПИНДЕЛЯ ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ

STUDY OF FRICTION AND WEAR IN BOTTOMHOLE MOTOR HYDROSTATIC
RUBBER-METAL SPINDEL BEARING

Долговечность осевых опор забойных двигателей и потери на трение в них не удовлетворяют современным требованиям бурения скважин. Слабым элементом шпинделя является его осевая опора. Авторы предлагают решать задачу совершенствования осевых опор шпинделей применением в них резинометаллических гидростатических подшипников, так как они соединяют в себе достоинства резинометаллических гидродинамических и гидростатических подшипников. Для проведения изучения работы и изнашивания подшипников был создан полноразмерный стенд. Давление промывочной жидкости в гидростатических камерах подшипников создавалось за счет перепада давления на дросселе, установленном в осевом канале вала шпинделя. Стендовые испытания показали, что резинометаллические гидростатические подшипники обеспечивают жидкостное или полужидкостное трение не только при высоких частотах вращения, но даже в самом начале движения. Установлено, что частота вращения не влияет на коэффициент трения в подшипнике, а износостойкость егократно выше износостойкости применяемых в шпинделях забойных двигателей резинометаллических гидродинамических подшипников.

Bottomhole motor thrust bearings service life and their friction losses do not meet the modern well drilling requirements. The weak point of a spindle is its axial bearing. The authors suggest solving the problem of spindle axial bearing improvement by the use of rubber-metal hydrostatic bearings as they combine benefits of both rubber-metal hydrodynamic and hydrostatic bearings. A full-size stand was constructed for studying bearing operation and wear. Flush fluid pressure in the bearing hydrostatic chambers was built due to the throttle differential pressure in the spindle shaft axial channel. The bench-test results showed that rubber-metal hydrostatic bearings provide fluid or semi-fluid friction not only at high rotational frequencies but also at the very beginning of movement. It was found that rotational frequency does not affect friction coefficient of the bearing, and its wear resistance is fold higher than that of the rubber-metal hydrodynamic bearings used in bottomhole motors spindles.

Попов А.Н., Сулейманов А.С.,
Булюкова Ф.З.
ФГБОУ ВПО «Уфимский
государственный нефтяной
технический университет», г. Уфа,
Российская Федерация

A.N. Popov, A.S. Suleymanov,
F.Z. Bulyukova

FSBEI of NPE Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, the Russian Federation

Ключевые слова: шпиндель забойного двигателя; резинометаллический гидростатический подшипник; коэффициент трения; износостойкость.

Key words: bottomhole motor spindle, rubber-metal hydrostatic bearing, friction coefficient, wear resistance.

В осевых опорах забойных двигателей широкое применение находят резинометаллические подшипники скольжения. Их отличает высокая демпфирующая способность и низкое сопротивление вращению при высоких скоростях скольжения за счет эффекта жидкостного трения. Но при низких скоростях скольжения и, особенно в пусковом режиме (в момент страгивания) сопротивление вращению весьма велико, что ограничивает их применение в современных забойных двигателях, работающих при средних и низких частотах вращения [1].

Известно применение в тяжело нагруженных узлах трения гидростатических подшипников, в которых жидкостное трение реализуется при любых скоростях скольжения, в том числе в пусковом режиме [2, 3]. Ниже рассматривается задача о возможности объединения достоинств резинометалли-

ческого и гидростатического подшипников с целью их использования в осевых опорах забойных двигателей.

Возможность применения резинометаллических гидростатических подшипников в осевой опоре шпинделей забойных двигателей была рассмотрена в работах [3, 4]. Были показаны их высокая несущая способность и низкое сопротивление вращению как при страгивании, так и в процессе работы при низких частотах вращения. Результаты этих исследований показали перспективность резинометаллических гидростатических подшипников, а поэтому исследования были продолжены.

Эксперименты выполнены на стенде, на базе станка ЗИФ 1200 на подшипниках для шпинделя диаметром 195 мм. Для этого была сконструирована и изготовлена специальная приставка, принципиальная схема которой приведена на рисунке 1, а. В корпусе 1, имитирующем корпус шпинделя забойного двигателя, устанавливались подпятники 2, имеющие резиновые элементы 3 с гидростатическими камерами. Диски 4 монтировались на полой валу 5. В валу и в диске выполнены подводящие каналы,

соединяющие полость вала с гидростатической камерой подшипника. На схеме показана сборка с одной ступенью подшипника. Для создания избыточного давления в гидростатических камерах использовался сменный дроссель 6. Верхняя часть вала 5 с помощью резьбы соединялась со шпинделем станка ЗИФ 1200. Корпус 1 соединен с измерительной катушкой 7 и далее подвешен на несущей конструкции 8. На катушке 7 наклеены тензометрические датчики для измерения осевой силы и крутящего момента в испытываемом подшипнике. При проведении испытаний подшипников на износ к нижней части шпинделя привинчивалось шарошечное долото 9, опирающееся на металлический забой 10, установленный на прорезной пружине 11.

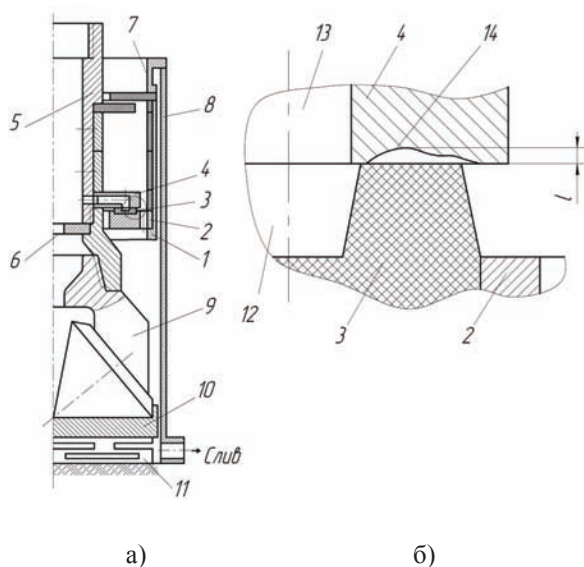


Рисунок 1. а – принципиальная схема стенда для испытаний осевых подшипников забойного двигателя, б – выделенный элемент гидростатического резинометаллического подшипника

Результаты исследований показали существенность влияния осевой силы F и избыточного давления p в гидростатической камере на величины

коэффициентов трения при страгивании f_c и в движении f . Влияние частоты вращения n на коэффициент трения в движении требовало дополнительной проверки. С этой целью был спланирован и проведен дробно-факторный эксперимент при значениях факторов, приведенных в таблице 1.

Таблица 1. Значения факторов в эксперименте

Факторы	Значения факторов на уровнях			
	1	2	3	4
p , МПа	1,0	1,5	2,0	2,5
F , кН	4	5	6	7
n , об/мин	67	128	238	348

В процессе испытаний был замерен момент трения M и рассчитан коэффициент трения движения:

$$f = \frac{M}{F \cdot R}, \quad (1)$$

где R – приведенный радиус трения, который рассчитывался по формуле:

$$R = \frac{2(R_n^3 - R_g^3)}{3(R_n^2 - R_g^2)}, \quad (2)$$

где R_n и R_g – наружный и внутренний радиусы подшипника, измеренный по резиновому элементу. Результаты экспериментов приведены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты дробно-факторного эксперимента

p , МПа	F , кН	n , об/мин	M , Нм	f_a
1	4	128	20	0,0731
2	5	67	3	0,0088
2	7	128	24	0,0501
1	5	238	45	0,1316
1,5	5	128	10	0,0292
2,5	7	238	10	0,0209
1	7	348	106	0,2214
1,5	7	67	67	0,1399
1,5	4	238	2	0,0073
1,5	6	348	35	0,0853
2,5	4	67	2	0,0073
2	4	348	2	0,0073
2,5	6	128	3	0,0073
1	6	67	76	0,1852
2	6	238	6	0,0146
2,5	5	348	3	0,0088

При обработке результатов эксперимента были рассмотрены линейная и степенная зависимости f от p , F и n . Статистическая значимость факторов проверена по t -критерию Стьюдента при надежности оценки 0,95. Результаты проверки зависимостей приведены в таблице 3.

Таблица 3. Статистическая оценка зависимостей f от p , F и n

Вид зависимости	Фактор	Критерий Стьюдента, t	Критическое значение критерия, $t_{0,95}$	Коэффициент детерминации, R^2
Линейная	p	-5,94	2,12	0,80
	F	3,58		
	n	0,15		
Степенная	p	-8,91	2,12	0,90
	F	5,54		
	n	-,62		

Таблица 4. Результаты преобразования таблицы 2

F/p , кН/ МПа	1,60	2,00	2,00	2,40	2,50	2,67	2,80	3,00
f	0,0073	0,0073	0,0088	0,0073	0,0088	0,0073	0,0209	0,0146
F/p , кН/ МПа	3,33	3,50	4,00	4,00	4,67	5,00	6,00	7,00
f	0,0292	0,0501	0,0731	0,0853	0,1399	0,1316	0,1852	0,2214

Из таблицы 3 следует, что влияние частоты вращения на коэффициент трения в движении статистически незначимо, т.к. в обоих случаях $t < t_{0,95}$.

Коэффициент детерминации в случае степенной зависимости значительно выше, чем в случае линейной зависимости. Поэтому была принята степенная зависимость f_0 от p и F , которая в окончательном виде следующая:

$$f_0 = 0,000817p^{-2,977}F^{3,034}, \quad (3)$$

где p – избыточное давление в гидростатической камере, МПа; F – осевая нагрузка на гидростатический подшипник, кН.

Из формулы (3) видно, что аргументы p и F можно заменить одним новым аргументом $x = F/p$. Соответственно данные таблицы 2 были пересчитаны и проранжированы в порядке увеличения нового аргумента F/p . Результаты такой подготовки данных приведены в таблице 4.

Для наглядности данные таблицы 4 представлены в виде графика на рисунке 2.

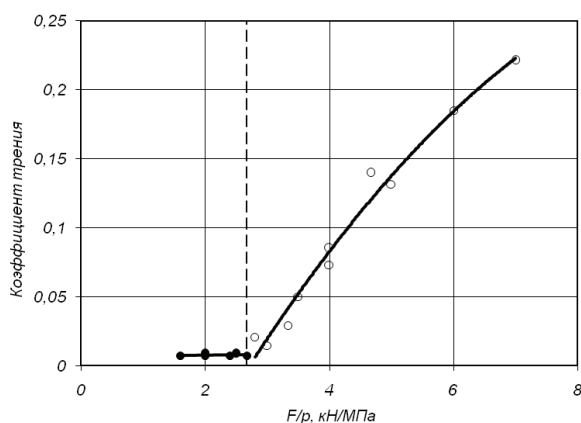


Рисунок 2. Зависимость коэффициента трения движения от аргумента F/p

Из рисунка 2 видно, что наблюдаются две области изменения зависимости f от F/p . Поэтому регрессионный анализ проведен отдельно по областям.

В первой области ($F/p < 2,7$ кН/МПа) уравнение регрессии следующее:

$$f = 0,00021(F/p) + 0,00734, \quad (4)$$

при коэффициенте детерминации $R^2 = 0,012$. Т.е. в первой области коэффициент трения не зависит от величины F/p . Это область жидкостного трения, в которой:

$$f = 0,0078 \pm 0,0008.$$

В первой области ($F/p > 2,7$ кН/МПа) имело место полужидкостное трение, существенно сниженное гидростатическим эффектом. Зависимость f от F/p хорошо аппроксимируется квадратичным полиномом:

$$f = -0,0041(F/p)^2 + 0,0917(F/p) - 0,219, \quad (5)$$

где F – осевая нагрузка на гидростатический подшипник, кН; p – избыточное давление в гидростатической камере подшипника, МПа. Более высокий коэффициент детерминации ($R^2 = 0,98$) для уравнения регрессии (5) по сравнению с коэффициентом детерминации ($R^2 = 0,90$) для уравнения (3) делает уравнение (5) более предпочтительным для дальнейших расчетов.

При промывке водой на элементах резинометаллического гидростатического подшипника признаков износа не наблюдалось. Поэтому изучение изнашивания подшипника выполнено при промывке водой с содержанием кварцевого песка 3% по объему с размером песчинок от 0,15 до 1,25 мм. Для удержания песка во взвешенном состоянии во время опыта осуществлялось интенсивное перемешивание воды в приемной емкости насоса электромешалкой. Режим работы гидростатического подшипника был следующим:

- осевая нагрузка на подшипник – $F = 7,5 \pm 0,5$ кН;
- избыточное давление в гидростатических камерах – $p = 2,8 \pm 0,2$ МПа;
- частота вращения шпинделя станда – $n = 348$ об/мин.

Соотношение осевой силы F и давления выбрано из условия работы подшипника в переходной зоне (рисунок 2) от жидкостного трения к полужидкостному:

$$F/p = 7,5/2,8 = 2,68 \text{ кН/МПа.}$$

Для имитации работы осевой опоры шпинделя совместно с породоразрушающим инструментом на вал шпинделя было навинчено шарошечное долото

III 190,5T-ЦВ, которое опиралось на подпружиненный металлический забой (рисунок 1, а). ОпираНИЕ долога на забой при вращении создавало осевые перемещения вала шпинделя и соответствующие колебания силы F с коэффициентом динамичности около 1,65.

Для измерения износа стенд разбирался вначале через каждые 4 часа, а затем через каждые 12 часов. Текущая величина износа W диска определялась взвешиванием с последующим вычислением:

$$W = W_0 - W_t, \quad (6)$$

где W_0 – вес диска до начала испытаний; W_t – вес диска в рассматриваемый момент времени. Кроме того, снималась профилограмма изношенной поверхности диска в четырех сечениях и определялся максимальный линейный износ по глубине l образующейся на его поверхности выработки (рисунок 1,б). На подпятниках замерялась только текущая высота резиновых элементов и сопоставлялась с начальной высотой. Результаты испытаний приведены в таблице 5 и на рисунке 3.

Таблица 5. Износ диска и резинового элемента подпятника в процессе испытания

Продолжительность испытания, ч	Износ диска, W , г	Максимальный линейный износ, l , мм	
		диска	подпятника
0	0	0	0
4	3,82	0,14	0,04
8	5,06	0,16	0,04
12	5,95	0,17	0,05
24	8,97	0,29	0,06
36	11,20	0,36	0,07
48	15,01	0,42	0,08
60	16,84	0,51	0,09

Из таблицы 5 видно, что в начальный период времени наблюдается приработочный износ со значительной скоростью. По истечении времени приработки скорости изнашивания существенно снижаются и стабилизируются. Далее величина и глубина износа диска растут монотонно во времени, тогда как износ резинового элемента подпятника растет во времени незначительно.

Из рисунка 3 видно, что установившаяся скорость изнашивания диска не противоречит линейному закону и составляет около 0,0067 мм/ч. Характерный вид износа пары трения диск-подпятник после 60 часов работы показан на рисунке 1,б, на котором: 2 – металлический корпус подпятника; 3 – резиновый элемент подпятника (показан без учета его деформации давлением p); 4 – диск пяты; 12 – гидростатическая камера; 13 – под-

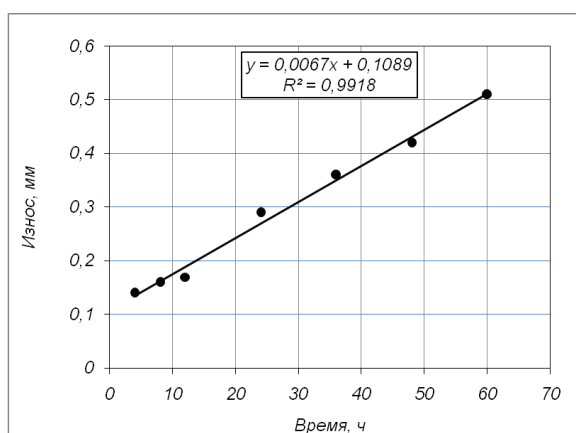


Рисунок 3. Зависимость линейного износа диска пяты от времени

водящий канал к гидростатической камере 12; 14 – профиль износа поверхности диска.

Из рисунка 1,б видно, что на поверхности диска формируется корытообразная кольцевая канавка, максимальная глубина которой расположена под средней частью резинового элемента подпятника.

Наблюдения под микроскопом за изнашиваемой поверхностью диска показали, что вначале формируется светлая поверхность с направленными по окружности рисками от царапания абразивными частицами. В дальнейшем по мере увеличения продолжительности испытания на светлой поверхности появляются темные, резко очерченные нарушения поверхности, по внешнему виду напоминающие кавитационные раковины.

Выполненные во ВНИИ БТ [5] аналогичные испытания на износ серийных резинометаллических подшипников забойных двигателей показали, что скорость изнашивания их дисков примерно в два раза выше, чем приведенная в настоящей статье скорость изнашивания дисков в резинометаллическом гидростатическом подшипнике.

Выводы

1. Экспериментально установлено, что влияние частоты вращения гидростатического резинометаллического подшипника на коэффициент трения в нем статистически незначимо не только в режиме жидкостного трения, но и в режиме полужидкостного трения.

2. Скорость изнашивания элементов гидростатического резинометаллического подшипника существенно ниже, чем скорость изнашивания элементов серийного резинометаллического подшипника забойных двигателей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ
ИСТОЧНИКОВ

1. Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Одновинтовые гидравлические машины: в 2-х т. М.: ООО «ИРЦ Газпром». 2007. Т. 2. 470 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справ. пособие. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
3. Попов А.Н., Сулейманов А.С., Булюкова Ф.З. Перспективы использования гидростатических подшипников в осевой опоре забойного двигателя // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2013. № 1. С. 19-22.
4. А.С. 415348 СССР Шпиндель забойного двигателя /А.Н. Попов [и др.] Заявл. 17.051972; опубл. 15.11.74. Бюл. № 6. 6 с.
5. Никитин Г.М., Нагайбеков О.Б., Шумилов В.П. Влияние износа резинометаллической пяты турбобура на ее характеристики трения //Секционные и вставные турбобуры: тр. /ВНИИБТ. М.: Недра, 1970. Вып. 25. С. 41-45.

REFERENCES

1. Baldenko D.F., Baldenko F.D., Gnoevykh A.N. Odnovintovyye gidravlicheskiye mashiny: v 2-h t. M.: OOO «IRC Gazprom». 2007. T. 2. 470 s. [in russian].
2. Bashta T.M. Mashinostroytel'naya gidravlika: sprav. posobie. M.: Mashinostroyeniye, 1971. 672 s. [in russian].
3. Popov A.N., Suleimanov A.S., Bulyukova F.Z. Perspektivy ispol'zovaniya gidrostatischevskikh podshpnikov v osevoi opore zaboynogo dvigatelya // Stroitel'stvo neftyanykh i gazovykh skvazhin na suше i na more. M.: OAO «VNIIOENG», 2013. № 1. S. 19-22. [in russian].
4. A. S. 415348 SSSR Shpindel' zaboynogo dvigatelya /A.N. Popov [i dr.] Zayavl. 17.051972; opubl. 15.11.74. Byul№ 6. 6 s. [in russian].
5. Nikitin G.M., Nagaibekov O.B., Shumilov V.P. Vliyanie iznosa rezinometallicheskoй pyaty turbobura na ee harakteristiki treniya //Sektsionnyye i vstavnyye turbobury: tr. /VNIIBT. M.: Nedra, 1970. Vyp. 25. S. 41-45. [in russian].

Попов А. Н., д-р техн. наук, профессор кафедры «Нефтегазопромысловое оборудо-

*дование» ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация
A.N. Popov, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Chair "Oil Field Equipment", FSBEI of HPE Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, the Russian Federation*

*Сулейманов А. С., канд. техн. наук, доцент кафедры «Механика и конструирование машин» ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация
A.S. Suleymanov, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor of the Chair "Mechanics and Machinery Construction", FSBEI of HPE Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, the Russian Federation*

Булюкова Ф. З., канд. техн. наук, доцент кафедры «Нефтегазопромысловое оборудование» ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация

*F.Z. Bulyukova, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor of the Chair "Oil Field Equipment", FSBEI of HPE Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, the Russian Federation
e-mail: ngpo_ugntu@mail.ru*