

УДК 622.276.054(075)

А. И. ЦЕНЦИПЕР**САМОДЕЙСТВУЮЩИЕ ШАРОВЫЕ КЛАПАНЫ ШТАНГОВЫХ ГЛУБИННЫХ НАСОСОВ**

В подробностях розглянуто гідродинаміку роботи самодіючих кульових клапанів штангових глибинних насосів, які використовуються при видобутку нафти. Описано ефект Магнуса, який безпосередньо впливає на роботу всмоктувального і нагнетального клапанів відповідно в процесі всмоктування і нагнітання. Визначено геометричні співвідношення посадочного сидла і кулі, а також аналітичні залежності динамічних сил, при яких відбувається відрив кулі від сидла і посадка в нього. Уявлено явище запізнення посадки кулі до сидла. Наведено удосконалені патентовані конструкції самодіючих кульових клапанів.

Ключові слова: самодіючі кульові клапани, свердловинні штангові насоси, ефект Магнуса, запізнення посадки, конструкція клапанів, нові розробки клапанів.

Подробно рассмотрена гидродинамика работы самодействующих шаровых клапанов штанговых глубинных насосов, применяемых при добыче нефти. Описан эффект Магнуса, непосредственно влияющий на работу всасывающего и нагнетательного клапанов соответственно в процессе всасывания и нагнетания. Определены геометрические соотношения посадочного седла и шарика, а также аналитические зависимости динамических сил, при которых происходит отрыв шарика от седла и посадка в него. Разъяснено явление запаздывания посадки шарика в седло. Приведены усовершенствованные запатентованные конструкции самодействующих шаровых клапанов.

Ключевые слова: самодействующие шаровые клапаны, скважинные штанговые насосы, эффект Магнуса, запаздывание посадки, конструкции клапанов, новые разработки клапанов.

The hydrodynamics of the self-acting spherical valve of socker rod pumping units used in petroleum production are considered in detail. The Magnus effect is described, which directly affects the operation of the suction and discharge valves, respectively, during the suction and discharge process. Geometrical relationships of the seat and small ball are determined, as well as the analytical dependencies of the dynamic forces at which the small ball is separated from the seat and placed into it. The phenomenon of delay in fit of a small ball in a seat is explained. Improved patented constructions of self-acting spherical valves are given.

Key words: self-acting spherical valves, socker rod pumping units, Magnus effect, delay in fit, valve constructions, the new production of the valves.

Введение. Всасывающие и нагнетательные клапаны скважинных насосов выполняются только шаровыми [1, 2], так как они обладают наибольшей работоспособностью по сравнению с другими конструкциями (коническими и плоскими). Большой срок их службы объясняется хорошей притиркой шара к седлу. Это объясняется длительное сохранение шариком своих размеров вследствие большой его активной поверхности.

Типичный стандартный клапанный узел скважинного штангового насоса [3, 4, 5], представлен на рис. 1.

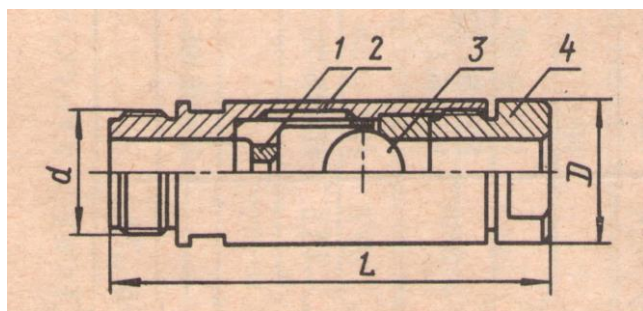


Рис. 1. – Клапанный узел:

1 – клетка клапана; 2 – корпус; 3 – шар; 4 – наконечник; d – диаметр присоединительной резьбы; D и L – наружный диаметр и длина клапанного узла

Он состоит из корпуса 2, в котором установлено седло, поджатое наконечником 4. На активной поверхности седла «сидит» шарик 3. Клетка 1, размещенная с зазором в расточке корпуса 2, служит ограничителем подъема шарика 3. Для прохода жидкости при обтекании шарика в клетке выполнены окна.

Шарики для насосных клапанов изготавливают из шарикоподшипниковой стали 95Х18Ш (рис. 2а), которые в дальнейшем подвергают термической обработке на твердость, достигая при этом 58 - 70 и выше единиц твердости по Роквеллу, у седла этот показатель колеблется в пределах 40 - 50 единиц. Получение высокой твердости шариков достигается изготовлением их из монокорунда или специальных сплавов (рис. 2б).

Твердость шарика всегда выше твердости седла, так как при работе шарик должен сохранять свою форму. Для достижения высокой степени герметичности пары «шар-седло» они притираются заводом-изготовителем на специальном оборудовании и проверяются вакуум-прибором.

Долговечность клапанных узлов в значительной степени зависит от: формы активной грани седла, интенсивности вращения шарика при подъеме, высоты подъема шарика, а также равномерности распределения скорости восходящего потока по поперечному сечению клапана.

Для обеспечения минимальных гидравлических сопротивлений проходу жидкости и повышения работоспособности существует определенное соотношение между диаметром проходного отверстия седла и диаметром шарика.

$$d = 0,865 \cdot D,$$

где d – диаметр проходного отверстия в седле;

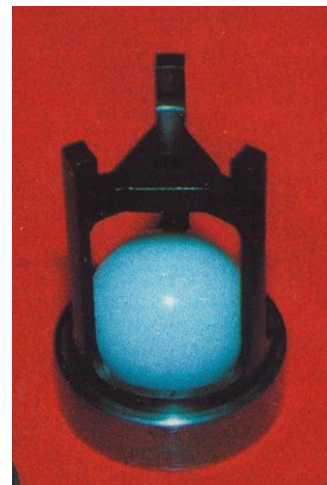
D – диаметр шарика.

По принципу действия шаровые клапаны в скважинных штанговых насосах являются

© А. И. Ценципер, 2017



а



б

Рис. 2. - Клапан штангового насоса:
а - пара «седло-шар», б - то же с клеткой клапана

самодельствующими, так как подъём шарика из седла и посадка в него происходит в полном соответствии с процессами всасывания и нагнетания жидкости без помощи каких-либо дополнительных механизмов (пружина, рычажок и т.п.).

Гидродинамика всасывающего и нагнетательного самодельствующих шаровых клапанов.

Рассмотрим подробно процессы гидродинамики всасывающего и нагнетательного клапанов при добыче нефти скважинными штанговыми насосами.

Всасывающий клапан. Процесс подъёма (отрыв) шарика из седла при всасывании и его дальнейшее движение состоит из 2-х этапов. На 1-ом этапе отрыв шарика от седла происходит за счёт подпора от давления столба жидкости, действующего на шарик снизу-вверх. Это давление определяется глубиной погружения насоса в скважину под статический уровень.

При движении плунжера штангового насоса вверх в полости цилиндра над клапаном происходит разрежение, т.е. создаётся определённая степень вакуума. В результате на шарик, уплотнённый в седле, действует определённый перепад давления.

На рис. 3. показана конструкция самодельствующего шарового клапана (для упрощения без клетки) и действие указанного перепада давления, позволяющего произвести отрыв шарика от седла. Фактически конструкция содержит корпус, в котором размещено посадочное седло, поджатое наконечником. На активной кромке седла (коническая фаска) находится шарик. Предварительно сферическая поверхность и активная грань посадочного седла в обязательном порядке взаимно притираются на специальном оборудовании консистентной смазкой.

Возникающий на шарике перепад давления ΔP равен

$$\Delta P = P_1 - (-P_2) = P_1 + P_2,$$

где P_1 - давление столба жидкости, действующего на шар снизу;

P_2 - давление разрежения (вакуума), втягивающее шарик вверх, имеет отрицательное значение

Оба **давления** действуют на одну и ту же площадь шарика, определяемую диаметром уплотнения $d_{упл}$ шарика в седле.

Справка. Диаметр уплотнения представляя собой диаметральный размер, возникающий процессе взаимной притирки шарика и седла с помощью специальных паст. Это в обязательном порядке осуществляется в процессе изготовления штанговых глубинных насосов. После притирки шарик с седлом эту пару упаковывают в отдельный комплект, который поступает на сборку, т.е. взаимозаменяемость здесь недопустима - шарик не может быть установлен на другое седло.

В результат такого воздействия возникают **силы**, действующие на шарик, которые равны

$$Q_1 = P_1 \cdot f = P_1 \cdot \frac{\pi d_{упл}^2}{4},$$

$$Q_2 = P_2 \cdot f = P_2 \cdot \frac{\pi d_{упл}^2}{4},$$

где Q_1 - сила, действующая на шарик снизу вверх;

Q_2 - сила, втягивающая шарик вверх;

f - площадь, на которую действуют силы Q_1 и Q_2 ;

$d_{упл}$ - диаметр, на котором происходит уплотнение шарика в седле.

Суммарная сила Q , действующая на шарик, равна

$$Q = Q_1 + Q_2 = (P_1 + P_2) \cdot \frac{\pi d_{упл}^2}{4}$$

И, наконец, должно соблюдаться условие, при котором обеспечивается отрыв шарика от седла, т.е. суммарная сила должна быть больше или равна весу шарика. Вес шарика равен произведению объёма шара на плотность:

$$Q \geq G_{ш} \quad G_{ш} = \frac{4}{3} \pi R_{ш}^3 \cdot \rho,$$

где $G_{ш}$ – вес шарика;

$R_{ш}$ – радиус шара;

ρ – плотность материала, из которого изготовлен шарик (обычно это шарикоподшипниковая сталь $\rho = 7,85 \text{ г/см}^3$)

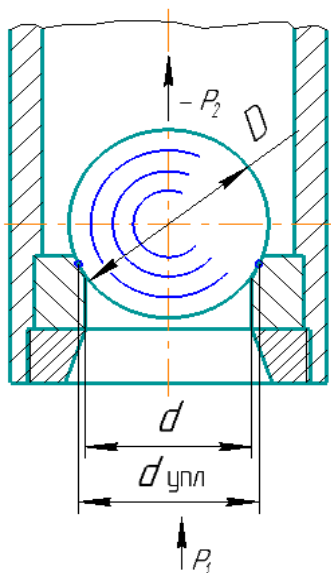


Рис. 3. – Подъем шарика из седла

На 2-ом этапе начинается подъем шарика и его плавание в клетке клапана в потоке восходящего потока жидкости. При этом возникает **эффект Магнуса** – физическое явление, возникающее при обтекании вращающегося тела потоком жидкости или газа. Эффект впервые описан немецким физиком Генрихом Магнусом в 1853 году.

В результате действия этого эффекта образуется сила, воздействующая в данном случае на шарик определенной массы и направленная перпендикулярно направлению потока. Вращающийся шарик создаёт в среде вокруг себя вихревое движение.

На рис. 4 представлена схема, поясняющая этот эффект.

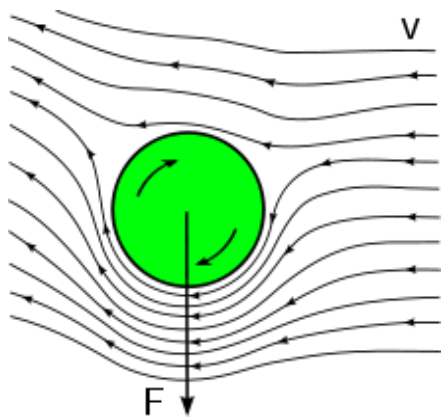


Рис. 4. – Эффект Магнуса

С одной стороны шарика направления вихря совпадает с направлением обтекающего потока и,

соответственно скорость движение среды с этой стороны увеличивается. С другой стороны шарика направление вихревого потока противоположно направлению потока, и скорость движения уменьшается. Вследствие разности скоростей потока возникает разность давлений, порождающая поперечную силу.

Эта сила в зависимости от соотношения направления циркуляции и скорости потока сводится к **подъёмной силе** (всасывание – восходящий поток) или **опускающей** (нагнетание – нисходящий поток).

Определение величины подъёма описывает следующее уравнение

$$F = \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot K_{пс},$$

где F – подъёмная сила;

ρ – плотность жидкости;

V – линейная скорость шарика относительно среды;

S – поперечная площадь шарика;

$K_{пс}$ – коэффициент подъёмной силы, зависящий, в свою очередь, от коэффициента вращения $K_{вр}$.

Коэффициент вращения определяется следующей формулой

$$K_{вр} = \frac{w \cdot d_{ш}}{2V},$$

где w – угловая скорость; $d_{ш}$ – диаметр шарика

При значении коэффициента вращения в пределах от 0,5 до 4,5 коэффициент подъёмной силы находится в диапазоне от 0,2 до 0,6.

При этом следует иметь ввиду, что шар, как материальное геометрическое тело, в состоянии покоя находится в **безразличном равновесии**, но под действием внешних сил легко переходит в **неустойчивое равновесие**. Поэтому траектория подъёма постоянно вращающегося шарика из седла и посадка в него носит хаотичный характер и не поддаётся математическому описанию.

Нагнетательный клапан. Процесс подъёма шарика из седла в нагнетательном клапане и его дальнейшее движение с учётом эффекта Магнуса происходит аналогично процессу во всасывающем клапане. Отличие состоит в определении нагрузок, действующих на шарик сверху и снизу. При этом воспользуемся иллюстрацией на рис 4.

В конце хода плунжера штангового насоса вверх на шарик сверху действует вес кольцевого столба жидкости, который определяется следующим образом

$$G_{ж} = \frac{\pi}{4} (d_{т}^2 - d_{шт}^2) \cdot H \cdot \gamma_{ж},$$

где $G_{ж}$ – вес кольцевого столба жидкости над нагнетательным клапаном;

$d_{т}$ – внутренний диаметр НКТ, по которым происходит подъём жидкости;

$d_{шт}$ – наружный диаметр колонны насосных штанг;

H – глубина (от устья) спуска насоса в скважину;

$\gamma_{ж}$ – плотность откачиваемой жидкости

Этот кольцевой столб жидкости, действуя на площадь уплотнения шарика в седле по диаметру уплотнения, создаёт давление, которое будет равно (оставим те же обозначения, что и для всасывающего клапана на рис. 3.).

$$P_2 = \frac{G_{\text{ж}}}{\frac{\pi}{4} d_{\text{упл}}^2} = \frac{\frac{\pi}{4} (d_{\text{т}}^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot H \cdot \gamma_{\text{ж}}}{\frac{\pi}{4} d_{\text{упл}}^2} = \frac{(d_{\text{т}}^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot H \cdot \gamma_{\text{ж}}}{d_{\text{упл}}^2},$$

где P_2 – давление, действующее на шарик сверху (в отличие от всасывающего клапана здесь давление положительное, со знаком +); остальные обозначения те же

Давление же, создаваемое в цилиндре насоса при ходе плунжера вниз, действующее на площадь уплотнения шарика в седле по диаметру уплотнения снизу-вверх и будет равно

$$P_1 = \frac{G_{\text{ж}} + G_{\text{шт}}}{\frac{\pi d_{\text{упл}}^2}{4}},$$

где P_1 – давление, действующее на шарик снизу;

$G_{\text{шт}}$ – вес колонны насосных штанг

Возникающий на шарике перепад давления, действующий на одну и ту же уплотнительную площадь, будет равен.

Поскольку всегда $P_1 > P_2$, то при ходе плунжера вниз происходит отрыв шарика от седла.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{G_{\text{ж}} + G_{\text{шт}}}{\frac{\pi}{4} d_{\text{упл}}^2} - \frac{G_{\text{ж}}}{\frac{\pi}{4} d_{\text{упл}}^2} = \frac{G_{\text{шт}}}{\frac{\pi}{4} d_{\text{упл}}^2}$$

При всех описанных выше преимуществах шаровых самодействующих клапанов они имеют один общий недостаток – **запаздывание посадки шарика в седло**. Это происходит в результате того, что посадка вращающегося шарика в неподвижное седло не происходит строго по оси седла, вызывая, тем самым, явление запаздывания. Это, в свою очередь, вызывает утечку жидкости в клапане.

Время запаздывания можно разделить на время запаздывания, когда шарик движется к седлу от его верхнего положения в клетке, и на время, в течение которого шарик остаётся в положении равновесия на активной поверхности (посадочной фаске) седла и не скатывается в него.

Всё описанное относится как к всасывающим, так и к нагнетательным клапанам штанговых глубинных насосов.

На рис. 5 представлена конструкция шарового клапана [6], в котором снижено время запаздывания посадки шарика в седло. В итоге снижаются утечки через клапан, и повышается долговечность клапана в целом.

Неподвижное седло 1 клапана закреплено в корпусе 2 при помощи наконечника 3, ввёрнутого в корпус на резьбе. Ограничителем подъёма шарика 4 вместо обычной клетки служит эластичная

куполообразная сетка 5, которая крепится основанием к металлическому кольцу 6. Сетку с кольцом вставляют в коническую расточку a , выполненную в корпусе 2, и после закрепления переводника 7 фиксируют с небольшим люфтом в «замке»

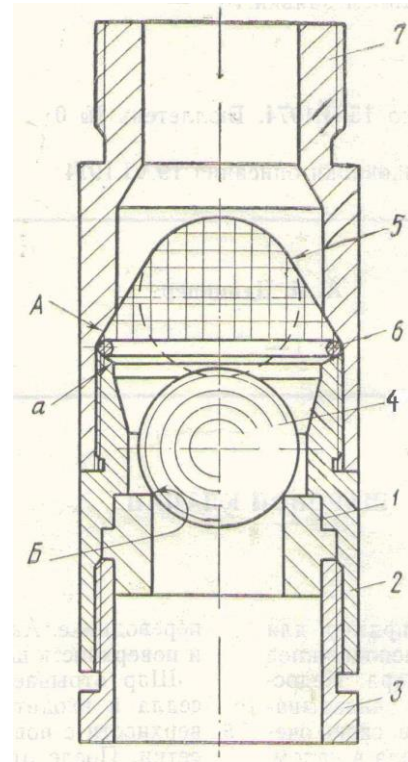


Рис. 5 – Шаровой клапан с куполообразной эластичной сеткой:

1 – седло; 2 – корпус; 3 – наконечник; 4 – шар; 5 – эластичная куполообразная сетка; 6 – металлическое кольцо; 7 – переводник; А – коническая поверхность переводника; В – активная поверхность седла; а – расточка

«Замок» образован расточкой a и конической поверхностью A в переводнике 7. Активная поверхность B седла 1 и поверхность шарика 4 взаимно притёрты.

При всасывании шарик 4 отрывается от активной поверхности седла 1 и дальнейший подъём его происходит при свободном плавании. При этом шарик 4 входит в контакт частью своей сферической поверхности с поверхностью упругой эластичной куполообразной сетки 5 и за счёт трения о сетку вращение шарика 4 замедляется, и он центрируется по оси седла 1.

Поэтому посадка шарика в седло из верхнего положения происходит по кратчайшему расстоянию, а также в условиях, когда скорость вращения шарика относительно собственного центра тяжести и оси неподвижного седла близка к нулю.

Примерно такая же картина работы самодействующего шарового клапана [7] наблюдается при конструктивном исполнении, представленного в аксонометрии на рис. 6. На рисунке показано нахождение шарика в верхнем

положении в клетке, выполненной в виде куполообразной трёхлепестковой цанги.

Отличие указанного шарового клапана от шарового клапана, представленного на рис. 5, состоит в том, что ограничителем подъёма шарика в нём является куполообразная трёхлепестковая цанга. Цанга своей разрезной юбкой, выполненной в основании, встроена в радиальную кольцевую канавку в корпусе клапана. Три лепестка цанги расположены в трёх соответствующих радиальных пазах, выполненных вдоль внутри корпуса. Для исключения заклинивания шарика в куполе цанги диаметр внутренней сферы купола несколько превышает диаметр шара.

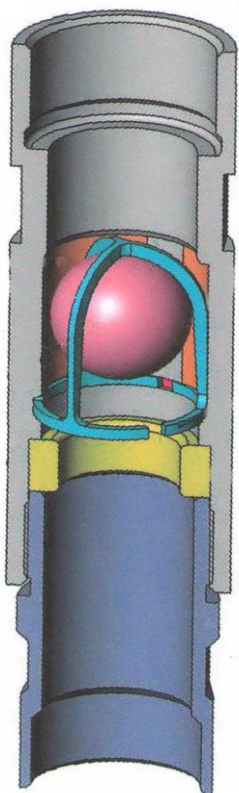


Рис. 6 – Шаровой клапан с куполообразной трёхлепестковой цангой

В процессе работы шарик отрывается от седла, и жидкость переходит из полости под клапаном в полость над ним. Далее шар входит в контакт с внутренней сферической поверхностью купола, которая тормозит беспорядочное вращение шарика. При этом одновременно центрируется шар относительно геометрической оси клапана. За счёт этого сокращается путь и соответственно время запаздывания при посадке шара в седло.

В заключение необходимо отметить, что клапанные узлы скважинных штанговых насосов унифицированы – их применяют как в качестве всасывающих, так и в качестве нагнетательных. Так, всасывающий клапан меньшего типоразмера насоса служит в качестве нагнетательного клапана следующего большего типоразмера и наоборот.

Выводы. 1. Рассмотренная подробно гидродинамика работы самодействующих шаровых

клапанов штанговых глубинных насосов в процессе добычи нефти показывает, что принцип работы этих клапанов непосредственно связан с действием **эффекта Магнуса**. Этот эффект вызывает беспорядочное вращение и перемещение шарика в ограничительной клетке клапана как в процессе всасывания, так и в процессе нагнетания. Вследствие этого в процессе всасывания и нагнетания возникает **явление запаздывания посадки шарика в седло**, что, в свою очередь, ведёт к дополнительным утечкам в насосе. Такая структура гидродинамики работы шаровых клапанов не поддаётся математическому описанию. Всё отмеченное относится к недостаткам самодействующих шаровых клапанов.

2. В то же время, как было отмечено вначале, самодействующие шаровые клапаны обладают **наибольшей работоспособностью** по сравнению с другими конструкциями (коническими и плоскими) вследствие большой их активной сферической поверхности. Это приводит к тому, что вследствие беспорядочного вращения шарика, каждая его посадка в седло происходит новой частью сферической поверхности.

3. Задача **усовершенствования конструкции** самодействующих шаровых клапанов штанговых глубинных насосов заключается в том, чтобы уменьшить влияние эффекта Магнуса (ликвидировать эффект невозможно). Это позволит, в свою очередь, уменьшить время запаздывания посадки шарика в седло за счёт уменьшения вращения шарика и ориентирование его по оси клапана при посадке шарика в седло.

4. С целью снижения времени запаздывания посадки шарика в седло в статье приведены и описаны запатентованные конструкции самодействующих шаровых клапанов, разработанные автором.

Список литературы:

1. Пирвердян А. М. Гидромеханика глубиннонасосной добычи нефти / А. М. Пирвердян. - М. : Недра, 1965. – 192 с
2. Дреготеску И. Глубиннонасосная добыча нефти / И. Дреготеску; пер. с румын. – М. : Недра, 1968. – 324 с.
3. Ценципер А. И. Основы эксплуатации и ремонта нефтегазовых скважин: учебник / А. И. Ценципер. – Харьков: ТОВ «Видавництво «Підручник НТУ «ХПІ»», вул. Кирпичёва, 2, м. Харків-2, 61002, 2016. – 444 с.
4. Ценципер А. И. Добыча нефти штанговыми глубиннонасосными установками. / А. И. Ценципер, А. В. Косоруков // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20. – С. 102–106.
5. Нефтегазопромышленное оборудование : Каталог АЗИНМАШ. - Действует с 20.02.1991. – Офиц. изд. - БАКУ. : ПМБ ЦИНТИХимнефтемаш, 1991. – 221 с.
6. Ценципер А. И. Шаровой клапан: а. с. 415404 СССР / А. И. Ценципер // № 1753952/24-6 : опубл. 15.02.1974, Бюл. № 6.
7. Ценципер А. И. Кульовий клапан / А. И. Ценципер // Декларацийний патент на корисну модель UA 9164 : опубл. 15.09.2005, Бюл. № 9.

References:

1. Pyrverdyan, A. M. *Hydromechanika glubynmonasosnoy dobychi nefty*. Moscow: Nedra, 1965. Print
2. Dregotesku, I. *Glubynmonasosnaya dobycha nefty*. Moscow: Nedra, 1968. Print

3. Tsentsiper, A. I. *Osnovy ekspluatatsyi i remonta nefnegazovyh skvazhin: uchebnik*. Kharkov: NTU "KhPI", 2016. Print.
4. Tsentsiper, A. I. and A. V. Kosorukov "Dobycha nefty shtangovymy glubynnonasosnyu ustanovkamy" *Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydrounits*. No 20(1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 102–106. Print.
5. *Nefftegazopromyslovoye oborudovanye*. Katalog AZINMASH BAKU, TSYNTYkhyrneftemash, 1991. Print.
6. Tsentsiper, A. I. *Sharovoy klapан* : a. s. 415404 SSSR / A. I. Tsentsiper (SSSR). No 1753952/24-6; opubl. 15.02.1974, Byul. No 6. Opubl. 1973, Byul. No 33. Print.
7. Tsentsiper, A. I. *Kul'ovyy klapан* : Deklaratsiynny patent na korysnu model' UA 9164 15 September 2005. Print.

Поступила (received) 10.09.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Самодіючі кульові клапани штангових глибинних насосів / А. І. Ценципер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – X. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 62–67 . – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Самодействующие шаровые клапаны штанговых глубинных насосов / А. И. Ценципер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – X. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 62–67 . – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Self-acting spherical valve of the pumping unites / A. I. Tsentsiper // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 62–67 . – Bibliogr.: 7. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ценципер Адольф Ісаакович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Ценципер Адольф Ісаакович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Tsentsiper Adolf Isaakovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), senior scientific worker, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of «Hydraulic Machines»; tel.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.