УДК 621.671.22

Один из путей повышения долговечности гидравлической пяты секционного насоса

Н.П.ОВЧИННИКОВ

Северо-Восточный федеральный университет им. М.К.Аммосова, Якутск, Россия

Как цитировать эту статью: Овчинников Н.П. Один из путей повышения долговечности гидравлической пяты секционного насоса // Записки Горного института. 2021. Т. 248. С. 312-318. DOI: 10.31897/PMI.2021.2.15

Аннотация. В статье представлены результаты научных исследований, направленных на борьбу с адгезионным изнашиванием деталей гидравлических пят секционных насосов, где в качестве объекта исследований использовано насосное оборудование водоотливных установок подземных кимберлитовых рудников Российской Федерации. Теоретически доказано и экспериментально подтверждено, что при наличии данных о суммарном времени работы секционного насоса в переходных режимах за сутки можно с помощью построенной регрессионной модели с высокой точностью рассчитать среднюю наработку его узла гидравлической пяты на отказ. Построенная регрессионная модель применима только в отношении секционных насосов водоотливных установок подземных кимберлитовых рудников Российской Федерации. Повысить долговечность гидравлической пяты возможно посредством уменьшения времени разгона и торможения секционного насоса, для безопасной работы оно должно составлять не менее 10 с. Проведенные опытно-промышленные испытания свидетельствуют об эффективности предложенного способа по оперативной идентификации критического осевого сдвига ротора секционного насоса через вибрацию трубы разгрузки. Внедрение данного способа позволит свести затраты на ремонтные работы по восстановлению работоспособности деталей гидравлической пяты к минимуму.

Ключевые слова: секционный насос; гидравлическая пята; износ; переходный режим; труба разгрузки; вибрация

Введение. Продолжительный опыт эксплуатации секционных насосов в системах водоотлива подземных кимберлитовых рудников РФ свидетельствует о том, для данного типа центробежных насосов характерны частые отказы такого ответственного конструкционного узла как гидравлическая пята [12, 28, 30]. Узел гидравлической пяты (гидропята) является одним из наименее надежных элементов в конструкции секционного насоса с точки зрения долговечности [1, 15, 20, 29].

В настоящее время проблема преждевременного выхода из строя гидропята у секционных насосов, используемых в отечественных подземных кимберлитовых рудниках, стоит довольно остро, так как практика показывает, что такие ключевые показатели надежности насосов как средняя наработка на отказ $T_{\text{нар}}$ и средний ресурс между капитальными ремонтами K в значительной степени определяются долговечностью рассматриваемого узла $t_{\text{пят}}$ (рис.1).

Известно, что низкая долговечность деталей проточной части центробежных насосов вызвана обширным разрушением их поверхностей, являющимся следствием суммарного воздействия на металл нескольких видов изнашивания: кавитационного, гидроабразивного, коррозионного и других [24, 26, 27, 33].

Наиболее распространенными причинами преждевременного износа деталей гидропята являются работа секционного насоса в кавитационном режиме, а также попадание воздуха в его

Рис.1. Зависимости влияния долговечности узла на среднюю наработку на отказ (а) и средний ресурс между капитальными ремонтами (б) и их аппроксимация линейным трендом

Рис.2. Зависимости влияния вакуумметрической высоты всасывания и концентрации механических примесей в шахтной воде на долговечность узла гидропята (а) и их аппроксимация линейным трендом (б)

проточную часть [2, 13]. Указанные негативные процессы прежде всего характерны для центробежных насосов, работающих с положительной высотой всасывания [10, 23].

В статьях [5, 6, 9, 31] отмечается, что частые отказы деталей проточной части секционных насосов также могут быть вызваны их интенсивным истиранием взвешенными механическими примесями, содержащимися в шахтной воде.

Обработанный математическими средствами практический материал по работе секционных насосов водоотливных хозяйств отечественных подземных кимберлитовых рудников показал, что кавитационный и гидроабразивный виды изнашивания, выраженные через вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{вак}}$ и концентрацию механических примесей в шахтной воде k , определенно влияют на долговечность гидропята, но ни один из них не является преобладающим (рис.2).

Коррозионный износ для деталей гидропята также не характерен, что объясняется тем, что большинство секционных насосов, применяемых при подземной разработке месторождений полезных ископаемых, изготовлены из коррозионностойких материалов (ЦНСК, НЦСК) [8, 16].

В статьях [1, 20] отмечается, что на момент вывода секционного насоса в первый или очередной капитальный ремонт воздействующая на его детали осевая сила может увеличиваться примерно в 2-7 раз по сравнению с первоначальным значением. Это продиктовано увеличением зазоров в щелевых уплотнениях рабочих колес вследствие их постепенного износа [7, 18].

В связи с тем, что гидропята может безопасно функционировать только при фактической осевой силе, не превышающей расчетную более чем на 30-40 %, то с увеличением наработки секционного насоса нагрузка на гидропату будет постепенно возрастать, приводя к затиранию ее деталей друг о друга [1, 14, 15]. Данная закономерность в определенной степени характерна и для секционных насосов, работающих в системах водоотлива отечественных подземных кимберлитовых рудников. Как видно из рис.3, при повышении наработки секционных насосов, сопряженной с увеличением зазоров в щелевых уплотнениях рабочих колес, в большинстве случаев отчетливо наблюдается снижение срока службы отдельно взятой гидропаты по сравнению с предыдущей (новой или восстановленной).

Опыт эксплуатации секционных насосов, используемых при подземной разработке месторождений полезных ископаемых, свидетельствует о том, что в переходных режимах работы, т.е. при разгоне и торможении секционного насоса, детали гидропаты начинают активно задевать друг друга по причине осевого смещения ротора насоса,

Рис.3. Динамика изменения долговечности гидропаты с увеличением наработки секционных насосов на примере секционных насосов главного водоотлива подземного рудника «Удачный»

Рис.4. Изношенный диск гидропистона секционного насоса JSH-200 главной водоотливной установки подземного кимберлитового рудника «Удачный»

активизируя тем самым процесс адгезионного изнашивания [12, 14, 15]. На рис.4 отчетливо видны последствия адгезионного изнашивания поверхностей диска гидропистона – впадины и кратеры. Как показывают ревизии секционных насосов, работающих в водоотливных хозяйствах отечественных подземных кимберлитовых рудников, такие повреждения деталей гидропистонов встречаются довольно часто.

Процесс трения деталей гидропистона в переходных режимах работы секционного насоса можно описать моделью износа Аргарда [21]:

$$W = \frac{kPv_s}{H}, \quad (1)$$

где k – коэффициент износа; P – контактное давление; v_s – скорость скольжения контактирующих поверхностей; H – твердость материала.

Как видно из формулы (1), скорость адгезионного изнашивания увеличивается при снижении твердости

затираемых деталей гидропистона. Известно, что твердость металлических изделий напрямую зависит от их температуры нагрева [19, 21, 22]. В свою очередь, температура нагрева затираемых деталей гидропистона будет повышаться, пока они не перестанут активно задевать друг друга. Таким образом, скорость адгезионного изнашивания деталей гидропистона должна в значительной степени зависеть от времени работы секционного насоса в переходных режимах. Исследованию взаимосвязи долговечности гидропистонов секционных насосов, работающих в подземных кимберлитовых рудниках РФ, и их времени разгона и торможения посвящена статья [12].

Практика показывает, что каждый из работающих секционных насосов, применяемых в системах водоотлива подземных кимберлитовых рудников РФ, может включаться-отключаться до трех раз в сутки. В связи с этим, вместо времени разгона и торможения секционного насоса в исследованиях [12] в качестве переменной целесообразней использовать его суммарное время работы в переходных режимах за сутки:

$$t_{\text{сум}} = 2nT, \quad (2)$$

где n – количество пусков и остановов насоса в сутки; T – время разгона и торможения насоса.

Можно сделать вывод, что достоверно прогнозировать и управлять долговечностью узла гидропистона можно путем использования регрессионной модели, полученной с помощью математической обработки зависимости наработки рассматриваемого узла на отказ $t_{\text{пят}}$ от суммарного времени работы насоса в переходных режимах за сутки.

Кроме работы секционного насоса в переходных режимах процесс адгезионного изнашивания деталей гидропистона сильно активизируется при критическом смещении ротора насоса [30, 34, 35]. Для защиты от интенсивного адгезионного изнашивания деталей гидропистона секционного насоса рекомендуется устанавливать вибродатчик на трубе разгрузки, с помощью показаний которого можно оперативно идентифицировать критический осевой сдвиг ротора, тем самым свести затраты на ремонтные работы по восстановлению работоспособности деталей гидропистона к минимуму [10, 30]. Результаты ранее проведенных экспериментов свидетельствуют о том, что при увеличении начального уровня вибрации трубы разгрузки до 20 % и выше секционный насос необходимо выводить из работы для ревизии [30]. Для практического применения рассмотренные результаты исследований нуждаются в апробации в реальных условиях эксплуатации.

В настоящей статье представлены результаты научных исследований по построению регрессионной модели, позволяющей с высокой вероятностью составить качественный прогноз функционирования и управлять долговечностью узла гидравлической пяты секционного насоса, а также апробировать способ оперативной идентификации критического осевого сдвига ротора секционного насоса на основе выявленных закономерностей влияния положения ротора на вибрационный

уровень трубы разгрузки. Исследования направлены на борьбу с адгезионным изнашиванием деталей гидроплат секционных насосов, где в качестве объектов исследований выступило насосное оборудование водоотливных установок подземных кимберлитовых рудников РФ.

Методология. Для построения регрессионной модели необходимо убедиться, что собранный материал по работе секционных насосов является достаточным. Для проверки полноты объема собранного материала была использована методика, описанная в статье [17], согласно которой объем собранного материала считается приемлемым для проведения различного рода статистических исследований только при соблюдении условия

$$t_{\phi} \geq t_p,$$

где t_{ϕ} , t_p – фактическое и расчетное время наблюдений за работой исследуемого насосного оборудования соответственно, ч.

Время наблюдений находится следующим образом:

$$t_p = \frac{NT_{\max}}{dr},$$

где N – число отказов гидравлической пяты за фактическое время наблюдений t_{ϕ} ; $T_{\max}$ – максимальная наработка гидропаты до отказа, ч; d – количество объектов наблюдения; r – корректирующий коэффициент (для доверительной вероятности $\gamma = 0,8$ и относительной погрешности $\delta = 0,1$).

Долговечность деталей проточной части центробежного насоса находится в квадратной зависимости от диаметра детали и в кубической – от числа оборотов электродвигателя [3, 4, 9]. В связи с этим, при проведении статистических исследований в качестве объекта исследования были взяты секционные насосы, обладающие близкими размерами изнашиваемых деталей (т.е. схожие по производительности) и частотой вращения электродвигателя.

Как видно из таблицы, собранный материал по работе 18 секционных насосов, производительность которых лежит в диапазоне 300-400 м³/ч, а частота вращения равна 1450 об/мин, является вполне достаточным для проведения исследований.

Результаты проверки на полноту собранного материала

Насосное оборудование водоотливной установки	N	$T_{\max}$	d	r	t_{ϕ}	t_p
КТВ-2	34	1100	5	0,75	13955,2	9973,33
ВНС-210	26	1450	5	0,75	22144,2	10053,33
КТВУ, насосы JSH-250	57	1209	5	0,75	18673,2	18376,8
КТВУ, насосы ЦНСК 350-1100	17	914	3	0,7	7330,4	6905,77

При построении зависимости между средней наработкой гидропаты на отказ и суммарным временем работы секционного насоса в переходных режимах за сутки были использованы взвешенные значения x этих параметров, которые вычислялись следующим образом [11, 12]:

$$x = \frac{a_1w_1 + a_2w_2 + \dots + a_nw_n}{w_1 + w_2 + \dots + w_n},$$

где $a_1, a_2, \dots, a_n$ – вещественные числа; $w_1, w_2, \dots, w_n$ – вещественные веса.

Полученные результаты статистических исследований в обязательном порядке были проверены на адекватность с помощью критерия Фишера.

Апробация способа оперативной идентификации критического осевого сдвига ротора секционного насоса была выполнена на насосе № 5 главной водоотливной установки подземного кимберлитового рудника «Удачный» модели JSH-200 с использованием действующей на руднике системы автоматизации Becker Mining Systems (рис.5). Для лучшей фиксации датчика вибрации к поверхности трубы разгрузки была приварена пластина.

Обсуждение результатов исследований. Полученные результаты статистических исследований подтвердили сильную взаимосвязь между параметрами $t_{\text{пят}}$ и $t_{\text{сум}}$ (рис.6). Результаты являются адекватными, о чем свидетельствует их проверка по критерию Фишера. Значимость F построенной регрессионной модели $t_{\text{пят}} = -5,0721t_{\text{сум}} + 822,83$ составляет 0,02. Таким образом, экспериментально подтверждено, что при наличии данных о суммарном времени работы секционного

Рис.5. Опытно-промышленные испытания

Рис.6. Зависимость $t_{\text{пят}} = f(t_{\text{сум}})$ и ее аппроксимация линейным трендом

насоса в переходных режимах за сутки можно точно рассчитать среднюю наработку узла гидропята на отказ.

Практика показывает, что эффективно управлять такой составляющей параметра $t_{\text{сум}}$ как количество пусков и остановов насоса в сутки n (2) невозможно, так как влияющая на его значение суммарная наработка секционных насосов за сутки обычно изменяется скачкообразно с течением времени.

При условии, что электродвигатель секционного насоса имеет плавный пуск, повысить долговечность гидропята возможно посредством снижения времени разгона и торможения насоса. Согласно рекомендациям ООО «Линк Продукт», врем разгона и торможения секционного насоса должно составлять не менее 10 с [12]. При меньших значениях времени разгона и торможения возможны перегрузки сети из-за резкого скачка пускового тока электродвигателя насоса.

Снизить скорость адгезионного износа деталей гидропята при работе секционного насоса в переходных режимах возможно с помощью увеличения их размеров, так как это ведет к уменьшению контактного давления [25, 32, 34]. В то же время опыт эксплуатации секционных насосов главной водоотливной установки подземного кимберлитового рудника «Удачный» показал, что применение заводских гидропят повышенного диаметра не всегда положительно сказывается на эффективности применения насосов. Как оказалось, использование таких модернизированных гидропят может привести к падению производительности насосного оборудования на 50-60 м³/ч из-за увеличения протока воды через трубу

разгрузки. Одним из последствий падения производительности насосного оборудования водоотливной установки является ввод в работу находящихся в резерве насосов. Это негативно отражается на их надежности из-за увеличения наработки в переходные режимы работы.

Опытно-промышленные испытания, проведенные на секционном насосе главной водоотливной установки подземного кимберлитового рудника «Удачный», подтвердили эффективность способа оперативной идентификации критического осевого сдвига ротора (рис.7). Установлено, что среднеквадратичное значение вибрации трубы разгрузки секционного насоса увеличивается вместе с наработкой гидропята (рис.7, б). В ходе испытаний гидропята была заменена при наработке $T_{\text{пят}} = 315$ ч, чему сопутствовало практически предельное, согласно исследованиям [30], повышение уровня вибрации трубы разгрузки v . На момент замены гидропята была сильно изношена, что подтверждает эффективность апробированного технического решения.

Заключение. Теоретически доказано и экспериментально подтверждено, что при наличии данных о суммарном времени работы секционного насоса в переходных режимах за сутки можно с помощью построенной регрессионной модели с высокой точностью рассчитать среднюю наработку его узла гидропята на отказ. Построенная регрессионная модель применима только в отношении секционных насосов водоотливных установок подземных кимберлитовых рудников РФ.

Повысить долговечность гидропята возможно посредством уменьшения времени разгона и торможения секционного насоса. Для обеспечения безопасной работы время разгона и торможения насоса должно составлять не менее 10 с.

а

б

Рис.7. Динамика изменения уровня вибрации трубы разгрузки (а) и его зависимость от наработки гидропята (б)

Проведенные опытно-промышленные испытания свидетельствуют об эффективности предложенного способа по оперативной идентификации критического осевого сдвига ротора секционного насоса через вибрацию трубы разгрузки. Внедрение способа в производство позволит уменьшить затраты на ремонтные работы по восстановлению работоспособности деталей гидропята.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анализ эффективности разгрузочных устройств шахтных центробежных секционных насосов / А.В.Долганов, А.О.Ислентьев, Э.Ю.Торопов, Е.О.Чураков // Известия Уральского государственного горного университета. 2014. № 2(34). С. 31-35.
2. Бородин Н.Н. Выбор и расчет базовых параметров центробежных насосов для определения начального этапа кавитации / Н.Н.Бородин, Т.Н.Паламарчук, В.А.Захаров // Сборник научных трудов Донецкого института железнодорожного транспорта. 2019. № 52. С. 82-91.
3. Горелкин И.М. Разработка и обоснование способов повышения энергоэффективности насосного оборудования комплексов шахтного водоотлива: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2014. 20 с.
4. Васильева М.А. Тенденции развития насосного оборудования горно-обогатительных предприятий (обзор) // Обогащение руд. 2019. № 1. С. 51-56. DOI: 10.17580/or.2019.01.08
5. Долганов А.В. Влияние гидроабразивного износа элементов проточной части на эксплуатационные качества центробежных насосов медно-колчеданных рудников // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 8. С. 181-186.
6. Долганов А.В. Влияние износа элементов проточной части шахтных насосов ЦНС(К) 300-360 на режимы их работы // Известия Уральского горного государственного университета. 2012. № 27-28. С. 110-112.
7. Долганов А.В. Повышение энергоэффективности при эксплуатации комплексов шахтного водоотлива // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2019. № S9. С. 16-23. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-5-9-16-23
8. Долганов А.В. Гидроабразивный износ насосов рудничного водоотлива: монография / А.В.Долганов, С.А.Тимухин. М.: Издательский дом Академии естествознания, 2016. 180 с.

9. *Меньшиков С.С.* Повышение эффективности эксплуатации грунтовых насосов в условиях гидроабразивного износа: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2014. 20 с.
10. *Овчинников Н.П.* Комплекс мер по обеспечению безаварийной работы главных водоотливных установок подземных кимберлитовых рудников // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2018. № 1. С. 112-117. DOI: 10.26730/1999-4125-2018-1-112-117
11. *Овчинников Н.П.* Установление причин низкой эксплуатационной надежности пульповых насосов на основе системного анализа // Обогащение руд. 2020. № 5. С. 41-46. DOI: 10.17580/or.2020.05.07
12. *Овчинников Н.П.* Оценка долговечности секционных насосов подземных кимберлитовых рудников АК «АЛРОСА» / Н.П.Овчинников, И.В.Зырянов // Горный журнал. 2017. № 10. С. 41-44. DOI: 10.17580/gzh.2017.10.08
13. *Паламарчук Т.Н.* Кавитационные режимы шахтных насосов при положительной и отрицательной высоте всасывания // Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле. 2017. № 4. С. 204-219.
14. *Паламарчук Т.Н.* Обоснование безкавитационных режимных параметров насосного оборудования водоотливных комплексов угольных шахт: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Тула: Тульский государственный университет, 2019. 16 с.
15. *Паламарчук Н.В.* Причины неудовлетворительной работы автоматических уравнивающих устройств центробежных высоконапорных насосов / Н.В.Паламарчук, В.Ю.Тимохина, Т.Н.Паламарчук // Сборник научных трудов Донецкого института железнодорожного транспорта. 2016. № 42. С. 65-71.
16. *Петровых Л.В.* Оценка энергетической зависимости шахтных насосных установок от избыточной напорности насосов // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 9. С. 411-414.
17. *Рудь Ю.С.* Статистическая оценка показателей надежности корпусов грунтовых насосов 8 Гр 350/40 с помощью программы Statistica 6.0 / Ю.С.Рудь, Н.В.Драбина // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2006. № 2. С. 303-309.
18. *Стюфляев С.С.* Сравнительный анализ многоступенчатого насоса типа ЦНС с оппозитным расположением рабочих колес и гидروطы / С.С.Стюфляев, О.Г.Шипулин // Молодой ученый. 2017. № 3(137). С. 165-171.
19. Теплофизические процессы в тяжелогруженных узлах трения погружного состава / В.И.Колесников, М.И.Чебаков, И.В.Колесников, А.А.Ляпин // Транспорт: наука, техника, управление. 2015. № 1. С. 6-12.
20. *Тимохин В.Ю.* Результаты исследований осевой силы ротора и параметров автоматических уравнивающих устройств центробежных секционных насосов / В.Ю.Тимохин, Т.Н.Паламарчук // Сборник научных трудов Донецкого института железнодорожного транспорта. 2017. № 45. С. 32-42.
21. *Чебаков М.И.* Моделирование износа на контакте двух упругих тел с учетом тепловыделения от трения / М.И.Чебаков, С.А.Данильченко, А.А.Ляпин // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Серия: Естественные науки. 2017. № 4-1 (196-2). С. 51-57. DOI: 10.23683/0321-3005-2017-4-1-51-57
22. *Чебаков М.И.* Моделирование контактного взаимодействия железнодорожного колеса и тормозной колодки с учетом износа, тепловыделения от трения и зависимости механических параметров и температуры / М.И.Чебаков, С.А.Данильченко, А.А.Ляпин // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Серия: Естественные науки. 2018. № 4 (200). С. 49-53. DOI: 10.23683/0321-3005-2018-4-49-53
23. *Щипакин А.А.* Кавитация в насосах и методы ее снижения / А.А.Щипакин, Н.А.Арбузова // Актуальные вопросы науки. 2018. № 40. С. 334-336.
24. *Arun M.* Cavitation Modelling and Characteristic Study of a Centrifugal Pump Impeller // International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering. 2014. Vol. 1. Iss. 10. P. 268-273.
25. Estimation of the Reliability of Automatic Axial-balancing Devices for Multistage Centrifugal Pumps / I.Pavlenko, Ju.Trojanowska, O.Gusak et al. // Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering. 2018. Vol. 63. № 1. P. 52-56. DOI: 10.3311/PPme.12801
26. *Kesler R.* Considerations is selecting a positive displacement slurry pump // Mining World. 2016. Vol.13 (4). P. 34-37.
27. *Kranzler T.* Improving pump materials for harsh environments / T.Kranzler, R.Arola // Sulzer Technical Review. 2013. Vol. 2. P. 10-12.
28. *Ovchinnikov N.P.* Dependence of the mean time failure a hydraulic balancing machine unit on different factors for sectional pumps of the Alrosa JSC / N.P.Ovchinnikov, V.V.Portnyagina, M.P.Sobakina // AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1915. № 040043. DOI: 10.1063/1.501739115
29. *Ovchinnikov N.P.* Poor operation realibity of section pumps in underground kimberlite mines // Journal of Machinery Manufacture and Realibity. 2019. Vol. 48. P. 149-152. DOI: 10.3103/S1052618819020109
30. *Ovchinnikov N.P.* The development of an operative diagnostic method of the limiting technical condition of the sectional pump hydraulic balancing unit // Procedia Structural Integrity. 2019. Vol. 20. P. 113-118. DOI: 10.1016/j.prostr.2019.12.125
31. *Patsera S.* Feasible Ways To Improve The Durability Of The Pumps' Parts Operating With Hydroabrasive Mixtures / S.Patsera, V.Protsiv, V.Kosmin // Mechanics, Materials Science & Engineering. 2015. Vol. 1. P. 133-137.
32. *Pavlenko I.* Static and dynamic analysis of the closing rotor balancing device of the multistage centrifugal pumps // Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 630. P. 248-254. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.630.248
33. *Pramod J.* Finite element analysis of shaft of centrifugal pump / J.Pramod, R.Bachche, M.Tayade // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering. 2013. Vol. 7. Iss. 3. P. 37-42.
34. Substantiation and development of the procedure for calculating a hydraulic balancing device under condition of minimal energy losses / P.Kalinichenko, O.Gusak, S.Khovanskyy, Yu.Krutas // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 2(7). P. 36-41. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.97162
35. *Vikulov M.A.* Measurements of section pump of rotor axial position at Udachny mine / M.A.Vikulov, N.P.Ovchinnikov, D.E.Makhno // Proceedings of the International Conference «Actual Issues of Mechanical Engineering» 2017 (AIME 2017), 27-29 July 2017, Tomsk, Russia. Atlantis Press, 2017. Vol. 133. P. 884-891. DOI: 10.2991/aime-17.2017.143

Автор Н.П.Овчинников, канд. техн. наук, доцент, ovchinnlar1986@mail.ru, <http://orcid.org/0000-0002-4355-5028> (Северо-Восточный федеральный университет им. М.К.Аммосова, Якутск, Россия).

Статья поступила в редакцию 25.03.2020.

Статья принята к публикации 29.03.2021.