

ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ СЕКЦИОННЫХ НАСОСОВ

EVALUATION OF ENERGY EFFICIENCY OF HYDRAULIC SCHEME OF SECTIONAL PUMPS

S. Uporov,
prorektor URSMU,
candidate of technical sciences;
V.Ya. Potapov,
professor,
doctor of technical sciences;
V.V. Potapov,
associate professor,
candidate of technical sciences;
A. Dolganov,
associate professor,
candidate of technical sciences,
Ural State Mining University,
Yekaterinburg.

The most rational measure would be to transfer the production of mine sectional pumps to other hydraulic schemes, in which the axial force would be compensated in the simplest and most effective way - by symmetrical arrangement of impellers on the shaft and the use of double-suction impellers, which would ensure reliability, maintainability and durability. All these design solutions will increase the duration of the operation of pumping units. Currently, there are no specific recommendations for choosing the channel width, which necessitates special theoretical and experimental ones.

Keywords: functional reliability, evaluation, single-flow pumps, unloading device, axial force.

Иntenсивная разработка медноколчеданных рудников и внедрение высокопроизводительных, эффективных технологий привели к быстрому нарастанию глубины подземных рудников и появлению существенного объема абразивных механических примесей в шахтной воде, что поставило рудничный водоотлив перед сложной проблемой очистки водосборников от шламовых смесей [1-20]. В этих условиях в общем балансе энергопотребления на долю водоотлива приходится 20-40 % расхода всей электроэнергии подземного горного предприятия, поэтому разработка рациональных схем организации водоотлива, увеличение межремонтных периодов работы водоотливных установок (ВУ) и снижение расходов электроэнергии позволят значительно повысить технико-экономические показатели водоотлива и снизить затраты на добычу одной тонны полезного ископаемого.

Объектом исследования являются шахтные секционные центробежные насосы.

С.А. Упоров,
проректор УМК УГГУ,
кандидат технических наук;
В.Я. Потапов,
профессор,
доктор технических наук;
В.В. Потапов,
доцент,
кандидат технических наук;
А.В. Долганов,
доцент,
кандидат технических наук,
Уральский государственный горный университет,
г. Екатеринбург.

Ключевые слова: функциональная надежность, оценка, однопоточные насосы, разгрузочное устройство, осевое усилие.

Предметом исследования — рабочий процесс однопоточных насосов типа ЦНС.

Задача исследования: повышение эффективности эксплуатации работы однопоточных насосов за счет совершенствования его конструкции.

Методы исследования. Анализ движения частиц в каналах ЦНС использовались анализ и обобщение ранее опубликованных исследований, экспериментальные исследования, шахтные испытания и натурные наблюдения, статистическая обработка и анализ результатов экспериментальных исследований, технико-экономическое обоснование принятых решений.

Методология. В ходе проведенного исследования использовался факторный анализ, синтез данных и моделирование.

Результаты исследования и их обсуждение. Для сравнительной оценки энергоэффективности двухпоточной гидравлической схемы секционных насосов необходимо, прежде всего, определение потерь энергии в разгрузочных устройствах, характерных для однопоточной схемы.

При этом следует отметить, что осевая сила насосов при износе уплотнений рабочих колес может возрасти в 2-3 раз [1-6] в то время, как несущая способность разгрузочного устройства в значительно меньшей степени может превышать начальную расчетную осевую силу. По этой причине зачастую происходит нарушение функционирования разгрузочного устройства в гидростатическом режиме и зазор в нем снижается до нуля, что означает на практике механический контакт и соответствующее ему механическое трение.

Негативное воздействие на работу разгрузочных устройств вносит также перекося рабочей поверхности разгрузочного диска по отношению к поверхности разгрузочного диска (см. рис. 1).

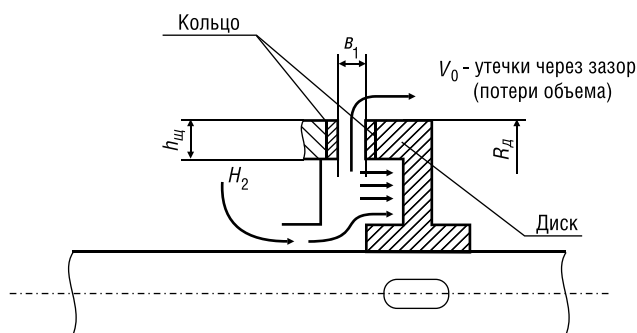


Рис. 1. Схема разгрузочного устройства однопоточного секционного насоса.

Для нормальной разгрузки необходимо обеспечить равный по окружности зазор между подвижной и неподвижной поверхностями разгрузочного узла. Тогда поток жидкости, под напором H_2 направляющийся из разгрузочной камеры по поверхностям диска и кольца к их периферийной части, способен создать сплошную смазочную плёнку, равномерно разделяющую подвижную и неподвижную части.

На практике, как правило, сопряжённые детали разгрузочного устройства устанавливаются с перекосом относительно друг друга (величина отклонения может достигать 0,03–0,2 мм) [15]. Таким образом, во всех режимах работы имеет место механическое контактирование: в зоне трения возникают значительные контактные давления, превышающие предельные напряжения разрушения материала деталей, что приводит к их интенсивному изнашиванию.

Применение триботехнически несовместимых материалов сопряжённых деталей оказывает свое негативное воздействие. Используемая для деталей разгрузочного устройства сталь 40Х13 имеет повышенные физико-механические свойства и износостойкость в условиях кавитационного, коррозионного и гидроабразивного изнашивания. Но при механическом контакте сопряжённых поверхностей рабочих органов, выполненных из одинаковых материалов, процесс фрикционного взаимодействия сопровождается схватыванием и задирами, термическим растрескиванием и глубинным вырыванием приповерхностного слоя.

Потери энергии в разгрузочном устройстве складываются из объёмных и механических потерь. Для нормального функционирования узла разгрузки нужно обеспечить протечку жидкости через щелевые каналы в объёме не менее 4–6% подачи насоса, что значительно снижает экономичность и препятствует повышению энергетических характеристик насоса.

Потери на трение значительно возрастают при увеличенных перекосах сопряжённых поверхностей, при уменьшении торцевого зазора v_1 , вследствие роста осевого усилия и при контакте деталей.

Работа насоса вне рабочей части напорной характеристики, в переходных режимах и при кавитации сопровождается значительными осевыми колебаниями ротора, амплитуда которых соизмерима либо превышает величину торцевого зазора между диском и кольцом. Поэтому во всех неустойчивых режимах работы насоса дополнительно проявляется изнашивание, обусловленное действием интенсивных ударных нагрузок.

При энергетической оценке потерь в гидравлическом разгрузочном устройстве секционного насоса следует

отдельно рассмотреть объёмные потери N_O и потери на трение N_T .

Потери энергии на трение складываются из потерь в кольцевой и торцевой щелях, а также потерь дискового трения обеих сторон разгрузочного диска. Считая, что все детали работают в жидкостном режиме трения, величина N_T является существенно меньшей N_O , а минимум суммарных потерь мощности $N = N_O + N_T$, Вт, в гидравлическом разгрузочном устройстве реализуется при минимально допустимой величине торцевого зазора v_1 .

В реальных условиях из-за перекоса рабочих поверхностей, обусловленного неточностью изготовления и сборки, практически на всех режимах работы насоса существует зона, в которой жидкостная плёнка разрушена и есть механический контакт рабочих поверхностей. Взаимодействие дисков происходит в условиях граничной смазки, что увеличивает потери мощности на трение.

Величина N_T также как и N_O зависит от зазора v_1 , причем с уменьшением зазора N_T растёт, а N_O снижается. Поэтому существует такое значение v_1 , которому соответствует минимум суммарных потерь мощности. Оно может быть определено для каждого типа насоса [1].

Выполним намеченные выше расчеты на примере насоса ЦНСГ 850–240...960 и рассмотрим различные виды потерь в разгрузочном устройстве в функции величины v_1 , варьируемое значение которой примем в диапазоне (0,0008...0,0012) $\times R_d$, где R_d — радиус разгрузочного диска (см. табл. 1, 2, рис. 2, 3).

Так как длина торцевой щели $h_{щ}$ слабо влияет на экономичность разгрузочного устройства, а потери дискового трения по обе стороны разгрузочного диска составляют незначительную долю от величины N_O и N_T , то в расчетах ими пренебрегаем.

Анализ эффективности разгрузочных устройств однопоточных насосов показывает значительное снижение их механического и объёмного КПД по причине неудовлетворительной работы устройств и их конструктивного несовершенства (см. табл. 3).

Таблица 1

Расчет объёмных потерь.

v_1 , мм	0,208	0,234	0,26	0,286	0,312
μ	0,324	0,341	0,357	0,372	0,386
q , м ³ /с	0,0082	0,0097	0,01127	0,0129	0,0146
q , м ³ /ч	29,4	35	40,6	46,5	52,6
% Q_H	3,5	4,1	4,8	5,5	6,2
N_O , Вт	44005	52128	60628	69396	78541
% N_H	2,2	2,6	3	3,5	3,9

Таким образом, общее снижение КПД однопоточного насоса за счет рассмотренных энергопотерь составляет в среднем 7–8 %. На эту величину (во всяком случае в первом приближении) и следует ориентироваться при сравнительной оценке энергоэффективности однопоточных и двухпоточных гидравлических схем секционных насосов.

Что касается надежности, долговечности и ремонтпригодности разгрузочных устройств, то хорошо известно

из практики эксплуатации насосов, что наработка устройств до отказа (до замены дисков и колец) составляет в среднем величину порядка 120-150 часов, то есть примерно четыре полных замены устройств приходится на один плановый текущий ремонт насоса.

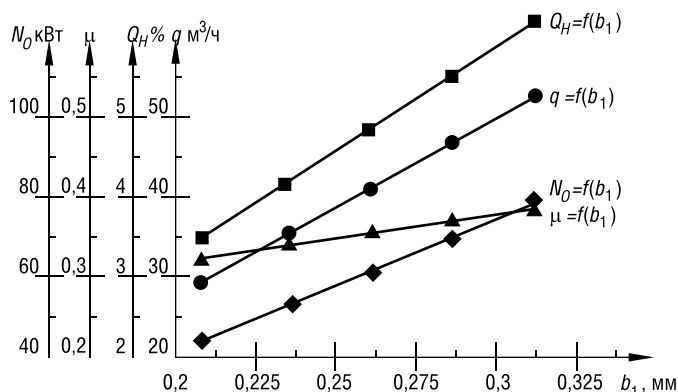


Рис. 2. Зависимости объемных потерь в разгрузочном устройстве насоса ЦНСГ- 850- 240...960.

Расчет потерь мощности.

b_1 , мм	0,208	0,234	0,26	0,286	0,312
N_O , Вт	44005	52128	60628	69396	78541
N_{r1} , Вт	321	220	155	111	84
N_{r2} , Вт	65909	-	-	-	-
N_{Σ} , Вт	110235	52348	60783	69507	78625
% N_H	5,5	2,62	3,04	3,48	3,93

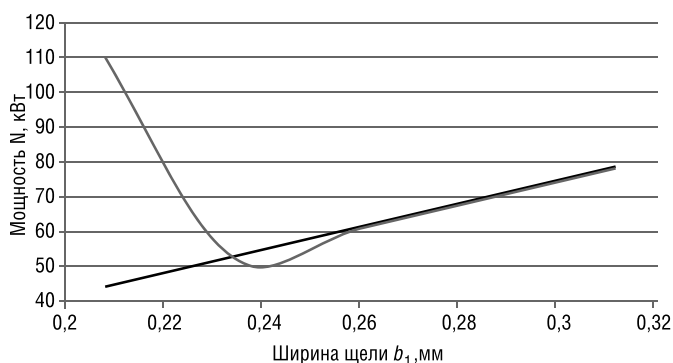


Рис. 3. Суммарные потери мощности с учетом потерь на трение диска.

Заклучение. Самым рациональным мероприятием был бы перевод производства шахтных секционных насосов подругим гидравлическим схемам, в которых осевая сила компенсировалась бы наиболее простым и эффективным способом – симметричным расположением на валу рабочих колес и применением рабочих колес двустороннего всасыва-

Таблица 3

Оценка значений КПД.

b_1 , мм	0,208	0,234	0,26	0,286	0,312
кпд(об)	0,9654	0,9588	0,9522	0,9453	0,9381
кпд(мех)	0,9449	0,9738	0,9696	0,9652	0,9607
кпд(общ)	0,9150	0,9344	0,9241	0,9135	0,9026

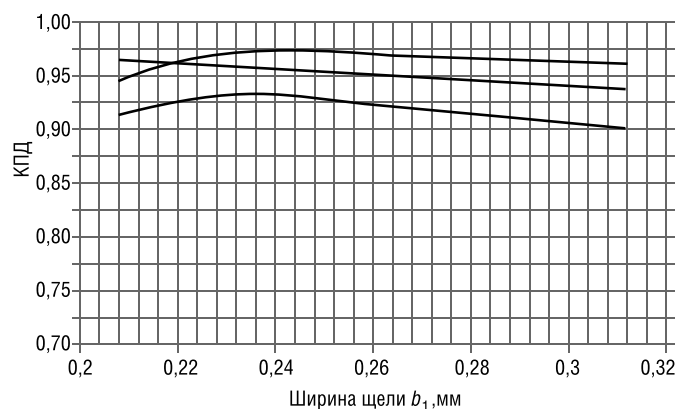


Рис. 4. Оценка объемного и механического КПД в зависимости от ширины щели.

ния, что позволило бы обеспечить надежность, ремонтпригодность и долговечность. Все эти конструктивные решения позволят увеличить продолжительность сроков эксплуатации насосных агрегатов

Выводы. В результате анализа работы шахтных секционных насосов было установлено, что для повышения эффективности функционирования насосных агрегатов могут быть предложены к реализации следующие конструктивные и технологические мероприятия:

1. Ограничение роста осевой силы в процессе эксплуатации путем создания высоко износостойких к различным видам изнашивания щелевых уплотнений рабочих колес.
2. Проектирование разгрузочных устройств с увеличенным запасом по несущей способности.
3. Создание конструкции разгрузочного устройства, рабочие элементы которого имеют возможность автоматически адаптироваться к перекосам и осевым биениям.
4. Разработка устройств, длительно обеспечивающих высокие эксплуатационные характеристики за счет компенсирующих износ элементов.
5. Рациональный подбор материалов для рабочих органов (наиболее перспективны сочетания пар трения: термообработанная коррозионностойкая сталь-эластомер; химико-термически обработанная углеродистая сталь-эластомер).
6. Соблюдение правил эксплуатации насоса (работа в области промышленного использования). ■

ЛИТЕРАТУРА

1. Анализ эффективности разгрузочных устройств шахтных центробежных секционных насосов/ Долганов А.В., [и др.]/ Изв. УГТУ. 2014. № 2 (34). С. 31-34.

2. Паламарчук Н.В., Тимохин Ю.В. Повышение эффективности работы гидравлического разгрузочного устройства шахтных насосов / Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок: Сборник научных трудов ВНИИГМ им. М.М. Федорова. Донецк, 1986. с. 153-157.
3. Современное состояние рудничного водоотлив при отработке медноколчеданных месторождений Южного Урала / А. В. Долганов // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГТУ, 2009. - № 2. С. 12-15
4. Влияние износа деталей центробежных насосов секционных кислотоупорных типа ЦНС(К) 300-360 на режимы их работы / А. В. Долганов // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. Выпуск 12 - Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2012. - С. 98-102
5. Тимохин Ю.В., Паламарчук Н.В. Выбор оптимальных конструктивных размеров гидравлического разгрузочного устройства шахтного насоса с учетом энергетических потерь/ Стационарное оборудование шахт: Сборник научных трудов ВНИИГМ им. М.М. Федорова. Донецк. 1987. с. 144-122.
6. Макаров В.Н., Потапов В.Я., Чураков Е.О., Макаров Н.В. Повышение энергоэффективности шахтных центробежных насосов Вестник Забайкальского государственного университета. 2021. Т. 27. № 5. С. 26-35.
7. Долганов А.В., Великанов В.С., Савельев В.И. Экспериментальные исследования абразивного износа центробежных насосов // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. - Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2010. - С. 195-203.
8. Долганов А.В. Разработка классификационной схемы способов очистки накопителей шламов и емкостей горных производств от твердого // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. - Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2011. - С. 115-121.
9. Косьмин В. Г., Пасера С.Т., Процев В. В. Анализ причин недостаточной износостойкости деталей насосов для гидроабразивных смесей // Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта. - 2015. - № 1(2). - С. 83-89.
10. Малеев В. Б., Моргунов В. М., Марцис Т. В. Определение существенных факторов, влияющих на эффективность работы шахтного водоотлива// Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія прикладно-електромеханічна. - 2013. - № 1 (25). - С. 104-118.
11. Моргунов В. М., Марцис Т. В. Обоснование параметров и разработка технических мероприятий для уменьшения затрат на шахтный водоотлив // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія прикладно-електромеханічна. - 2013. - № 2 (26). - С. 183-189.
13. Пономаренко М. В., Алиев Н.А., Кононенко А. П. Очистка подземных водосборников от шлама / Материалы IV международной научно-технической студенческой конференции «Механика жидкости и газа». - Донецк: ДонНТУ, 2005. - С. 146-149.
14. Долганов А. В. Шламы медно-колчеданных рудников: проблемы и пути решения // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2013. - № 4. - С. 10-14.
15. Овчинников Н.П., Суханов Д. К. Опыт эксплуатации насосов ЦНС(К) кимберлитовых рудников / Материалы I, II международной конференции «Технические науки – от теории к практике»: сборник докладов. - СПб.: Научный журнал, 2015. - С. 17-19.
16. Овчинников Н.П., Викулов М. А., Бочкарев Ю.С., Довиденко Г. П. Экспериментальные исследования эксплуатационных свойств насосной установки с изношенным рабочим колесом. - 2016. - № 9. - С. 85-89.
17. Кармазинов Ф. В., Мельник Е.А., Пробриский М. Д., Ильин Ю.А., Игнатчик В. С., Игнатчик С. Ю. Влияние износа вертикальных насосов на надежность, безопасность и энергопотребление канализационных насосных станций // Водоснабжение и бытовая техника. - 2011. - № 4. - С. 10-18.
18. Yoganandh J., Natarajan S., Kumaresh Babu S. Pp. Erosive wear behavior of high-alloy cast iron and duplex stainless steel under mining conditions // Journal of Materials and Performance 2015. Vol. 24(9). Pp. 3588-3598.
19. Verichev S.N., Mishakin V. V., Nuzhdin N.A., Razov E.N. Experimental study of abrasion wear of structural materials under the high hydrostatic pressure // Ocean Engineering. 2015 Vol. 99. Pp. 9-13.
20. Walker C.I. Hydraulic transient numerical study of super-high parameter motor-pump – drainage system of mine emergency / 2012nd International Conference on Advances in Engineering (ICAEE): Energy Procedia. 2012. Vol. 14. Pp. 464-469.
21. Yuanqiang Tan, Hao Zhang, Bongmin Yang, Shengqiang, Junhua Song, Yong Sheng. Numerical simulation of concrete pumping process and investigation of wear mechanism of the pump wall / 37th Leeds-Lyon Symposium on Tribology Special issue: Tribology for Sustainability: Economic, Environment, and Quality of Life: Tribology International. 2012. Vol. 46(1). Pp. 137-14A
22. Ramkrishna Dandapat, Arghya Deb. A probability based model for the erosive wear of concrete by sediment bearing water // Wear. 2016. Vol. 350. Pp. 166-181.



МЕЖДУНАРОДНЫЙ СОЮЗ МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

Информируем Вас

В городе Севастополе 15 сентября 2022 года состоится XXIII съезд МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ, объединяющий машиностроителей из 21 страны мира. Более детальная информация приведена на сайтах:
<http://iumb.donntu.org>, <http://tm.donntu.org>

WWW.GEOMAR-NEDRA.RU