

Алиев Н.А., докт.техн. наук, проф. (НИИГМ им. М.М.Федорова)

## ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ПОГРУЖНЫХ СРЕДСТВ ОТКАЧКИ ЛИКВИДИРУЕМЫХ ШАХТ УКРАИНЫ

*На основі багаторічних досліджень і моніторингу водопідіймальних установок шахт України, що закриваються, проведено аналіз працездатності обладнання, яке використовується при побудові комплексів, у тому числі заглибних насосних агрегатів вітчизняних і закордонних виробників.*

*Показані шляхи підвищення їх надійної роботи: відмова від діагонального виготовлення колес з мінімізацією осевого габариту насосної частини, уніфікація радіального габариту при створенні типоразмерного ряду, перехід до детермінованої збірки ротора, що забезпечить зменшення вібронавантаження заглибних засобів відкачування.*

*На основе многолетних исследований и мониторинга водоподъемных установок закрывающихся шахт Украины проведен анализ работоспособности оборудования, применяемого при построении комплексов, в том числе погружных насосных агрегатов отечественных и зарубежных производителей. Показаны пути повышения их надежной работы: отказ от диагонального исполнения колес с минимизацией осевого габарита насосной части, унификация радиального габарита при создании типоразмерного ряда, переход на детерминированную сборку ротора, что обеспечит уменьшение вибронагруженности погружных средств откачки.*

*On the basis of the many year's research and monitoring of the water-hoisting units of the closing mines in Ukraine given the analysis of the workability of the equipment, used while constructing the complexes, including submersible pump aggregators of the domestic and foreign manufactures. Shown the ways of the increase of their reliable work: refuse from diagonal running of the wheels with minimization of the axe dimensions of the pump division, unification of the radial dimension while making the type-dimensional row, transfer to the determinated rotor assembly, that provides the decrease of the vibroloading of the filling means of pumping.*

**КС:** *погружные средства откачки, ликвидация шахт, надежность, водоотливный комплекс, виброскорость, виброперемещение.*

**Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.** Приказом Министерства топлива и энергетики Украины № 401 от 03.07.2002 г. ликвидация особо убыточных (как и неперспективных) шахт в Украине должна производиться полным затоплением горных выработок, так называемым методом «мокрой консервации» угледобывающего предприятия [1,2,3].

Поддержание проектной отметки уровня подземных вод, исключаящее возможность фильтрации шахтных вод на близлежащие угледобывающие предприятия, увлажнение массива горных пород сети ранее пройденных горных выработок, вытеснение из подработанного горного массива прорывов метана на земную поверхность, подтопление пониженных участков рельефа, жилых массивов, сельхозугодий осуществляются посредством погружных средств откачки, размещаемых в шахтном стволе.

Данная концепция ликвидации шахт отнюдь не нова, принята в мировой практике, где существуют горно-рудные подземные сооружения, а технологические схемы организации таких водоподъемных комплексов известны давно, описаны в зарубежной и особенно в отечественной литературе весьма детально [2-6].

---

Причем в указанных многочисленных и приведенных в данной статье работах [2-11] решены проблемы выбора технологических схем таких водоотливных комплексов, требований к оборудованию, в том числе к погружным средствам откачки, гасителям гидравлических ударов, соединительным элементам свечей водоподъемной колонны, управления, автоматизации и вибрационного контроля работы агрегатов. Разработаны и систематизированы общие методы проектирования и построения водоотливного комплекса с оптимизацией оборудования и размещения его в стволе.

НИИГМ им. М.М.Федорова совместно с ОАО «Донгипрошахт», ОАО «Луганскгипрошахт», ГП «Укргидрошахтзащита» опубликованы [6-8] рекомендации по организации таких водоотливов и эксплуатации погружных насосных агрегатов на ликвидируемых шахтах с применением специальных замковых соединений свечей водоподъемных колонн. Проведен анализ всех известных и существующих технологических схем размещения насосов в стволе и специальных скважинах, а также детальный анализ работы каждой из машин на закрытых шахтах и рекомендованы коррективы их конструкции [6-8].

**Анализ исследований и публикаций.** Работоспособность водоподъемного комплекса всецело зависит от надежности основного оборудования – насосного агрегата, из чего следует значимость корректного анализа при определении факторов, влияющих на его работу. Причем некомпетентность в постановке задачи определения функции надежности или подмена ее какими-то иными понятиями, в том числе и «агрегат работал-не работал», может нанести непоправимый вред [12].

Как известно, надежность – это главный (совокупный) качественный показатель машин и агрегатов, включающий комплекс свойств, характеризующих работоспособность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость объекта. Не вдаваясь в общеизвестную суть этих понятий, следует отметить, что количественный анализ их и оценка надежности объекта возможны благодаря статистическим данным, накопленным в результате достаточно большой выборки испытаний с использованием методов и понятий математической статистики, базирующейся на аппарате теории вероятности. Причем, отказ – событие, заключающееся в нарушении работоспособности по *функционированию* – потери, например, насосом работоспособности из-за разрушения его элементов, прогрессирующего износа контактирующих пар (например, щелевых уплотнений, деталей подпятника, концевых и промежуточных опор) с последующим резким ростом вибрационных показателей. Отказ насоса по *параметру* – это выход основных параметров насоса (технических характеристик – потребляемой мощности, производительности, напора, КПД и т.д.) за пределы проектной или нормативно-технической документации [13].

Вероятность безотказной работы – это вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ объекта не возникает. Вероятность безотказной работы является функцией надежности, определение которой лежит в основе накопленного статистического массива отказов как по *функционированию*, так и по *параметру*, в постановке задачи, решение которой позволяет характеризовать исследуемый объект по критерию «надежность». То есть парадигма абстрактной констатации факта «работал–отказал» не является сущностью оценки надежности работы машины [12]. Форма отказа (потеря функционирования, разрушение, выход из строя электродвигателя, снижение оборотов и напора, падение производительности и т.д.) является основой формирования статистического массива, на основе которого определяются функции надежности.

Из сказанного однозначно следует, что приведенные цифры в статье [12] не могут служить для определения функции надежности погружных насосов, так как не несут смысловой нагрузки и не могут быть статистически обработаны.

**Изложение основного материала и результатов исследований.** Известно, что в течение ряда лет НИИГМ им. М.М.Федорова (отдел технологии, эксплуатации и конструирования шахтного насосного оборудования — (ТЭиКШНО) проводились замеры технических характеристик, наработок на отказ по функциональным параметрам, отказов по разрушению элементов насосов, вибропоказателей погружных насосных агрегатов как завода «Молот» (г. Севастополь, Украина), так и других производителей, в том числе немецкой фирмы «Pleuger

Worthington». Определенный массив статистических данных был получен для всех погружных насосных агрегатов, работающих на водоотливном комплексе шахты «Миусская» Торезской дирекции ликвидируемых шахт, шахт № 9 «Капитальная», № 6 «Красная Звезда» – Пролетарской дирекции ликвидируемых шахт, ш. «Заперевальная» №2 и пр. В данном массиве приведены функциональные параметры агрегатов АНПШ, виды и причины отказов элементов проточной части, вибропараметры агрегатов и дискретная их вариация за весь период работы машин, анализ вибрации на кинематических частотах возбуждения [14],[15], процессия параметров питающей сети. Однако полученный массив статистических данных недостаточен для выводов по оценке работы и надежности всех вышеуказанных агрегатов. В иных случаях при проработке и консолидации весомого массива статистических данных, полученных по исследованию водоподъемных агрегатов, можно было дать достаточно точную оценку их ресурса с построением функции надежности при принятой вероятности безотказной работы.

В качестве примера приведем оценку параметров надежности насосов ЦНСШм 300 за период с 1997 по 2006 гг., построенных по технологии автора этой статьи (более 500 машин), и достаточно полно описанной в материалах конференций «Форум горняков» (г. Днепропетровск) в 2006-2010 гг. [4,8,13], в сборниках научных трудов Донецкого национального технического университета [8,9], НИИГМ им. М.М. Федорова [6,10], а также в журнале «Уголь Украины» [7] и др.

Для оценки параметров надежности насоса были выбраны [13] определяющие элементы, лимитирующие вероятность его безотказной работы. Для динамических насосов, к которым относятся ЦНСШм, такими определяющими элементами являются: узел осевой разгрузки, кольцевые щелевые уплотнения, концевые втулки, рабочие колеса, подшипники, валы, кронштейны опорных узлов. При составлении для каждого из определяющих элементов вариационного ряда, гистограмм и расчете параметров статистического распределения были получены данные, приведенные в табл. 1.

Таблица 1.

**Параметры надежности определяющих элементов и вероятности безотказной работы насосов типа ЦНСШм 300**

Лимитирующий элемент	Закон распределения	Средняя наработка до отказа $T_1$ , ч	Коэффициент вариации, k
Концевые втулки	Нормальный	18000	0,6
Кольцо щелевого уплотнения	Нормальный	17000	0,6
Подшипник	Вейбулла	18000	0,72
Вал	Экспоненциальный	40000	0,8
Колесо рабочее	Вейбулла	22000	0,8

Функциональная зависимость вероятности безотказной работы для концевых втулок, щелевых уплотнений [13]

$$P_1(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left[ \int_0^{\frac{(T_1-t)}{T_1 \cdot k}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt \right] + 0.5; \quad (1)$$

- подшипников и рабочего колеса (распределение Вейбулла) [13]

$$P_2(t) = \left( 1 / e^{\frac{t}{a_2}} \right)^{b_2}, \quad (2)$$

где  $a_2$ ,  $b_2$  – коэффициенты, определенные по таблицам [13];  $a_2 = t/k$ ;  $t$  – время наработки;  $k$  – коэффициент вариации;  $b_2 = 1,4$ .

Расчет и построение вариационных рядов произведен по данным, полученным при исследовании 87 насосов типа ЦНСШм (на август 2006 г.), построенных ДНПП «Энергия» (Дружковка) под руководством автора этой статьи. При расчете параметров распределения учтено, что если отказы носят постепенный характер, возникающий в результате износа, то функция

надежности для таких элементов, как кольца передних и межступенных щелевых уплотнений, концевых втулок, колец узла разгрузки, описывается нормальным законом распределения. Полученные значения функции надежности от времени, рассчитанные по законам распределения, приведены в табл.2, 3 а графическая интерпретация функциональных зависимостей вероятности безотказной работы для щелевых уплотнений и рабочего колеса при различных коэффициентах вариации  $k$  приведены на рис. 1, для других элементов (вал, подшипники), лимитирующих надежность насоса, – на рис. 2.

Таблица 2.

Функция зависимости надежности от времени  $P(t)$

Элемент	Наработки $t$ , тыс. ч.				
	5	10	15	20	25
Щелевое уплотнение	0,880	0,754	0,578	0,384	0,216
Подшипник	0,900	0,758	0,613	0,481	0,368
Вал	0,961	0,900	0,831	0,758	0,685
Колесо	0,833	0,752	0,655	0,545	0,432
Концевые втулки	0,886	0,771	0,609	0,427	0,258
Общая (насос)	0,562	0,298	0,117	0,0326	0,0061

Таблица 3.

Функция зависимости надежности от времени  $P(t)$  при различных коэффициентах вариации  $k$

Элемент	Коэффициент вариации $k$	Наработки $t$ , тыс. ч.				
		5	10	15	20	25
Щелевое уплотнение	0,2	0,999	0,980	0,722	0,189	0,0093
	0,6	0,880	0,754	0,578	0,384	0,216
	0,8	0,811	0,697	0,558	0,413	0,270
Подшипник	0,72	0,900	0,758	0,613	0,481	0,368
Вал	0,8	0,961	0,900	0,831	0,758	0,685
Колесо	0,8	0,833	0,752	0,655	0,545	0,432
Концевые втулки	0,6	0,886	0,771	0,609	0,427	0,258
Насос (аккумулирующая зависимость)	0,2	0,638	0,388	0,147	0,016	0,0002
	0,6	0,562	0,298	0,117	0,0326	0,0061
	0,8	0,517	0,275	0,1135	0,0349	0,0078

Общая для насоса функция надежности определяется как

$$P(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t). \quad (3)$$

$$Px(t) = N_1 \cdot 10^{-14} t^3 + N_2 \cdot 10^{-10} t^2 + N_3 \cdot 10^{-5} t + N_4. \quad (4)$$

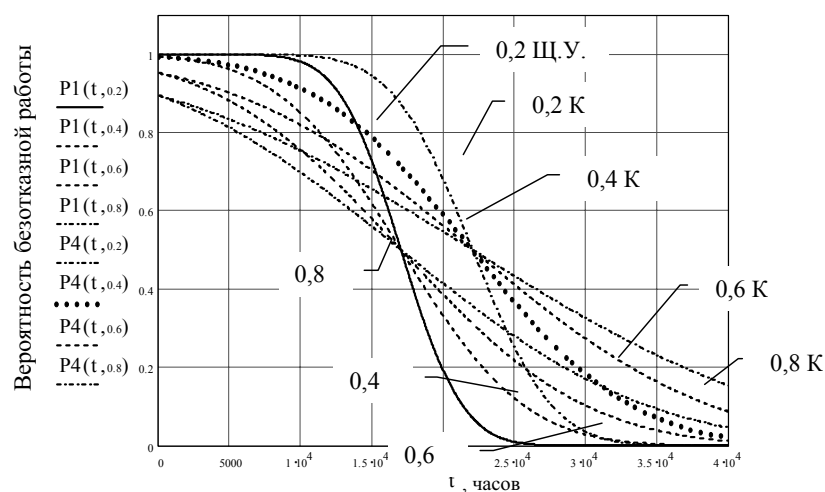


Рис. 1. Функциональные зависимости вероятности безотказной работы для щелевых уплотнений и рабочего колеса при различных коэффициентах вариации

Как видно из рис. 1, 2, лимитирующим элементом надежности работы насоса (в данном случае для ЦНСШм 300) является щелевое уплотнение. Аппроксимируя для значений последней строки табл.3 вид аналитической зависимости, получаем для функции надежности насоса полином вида

$$P_x(t) = N_1 \cdot 10^{-14} t^3 + N_2 \cdot 10^{-10} t^2 + N_3 \cdot 10^{-5} t + N_4 \quad (4)$$

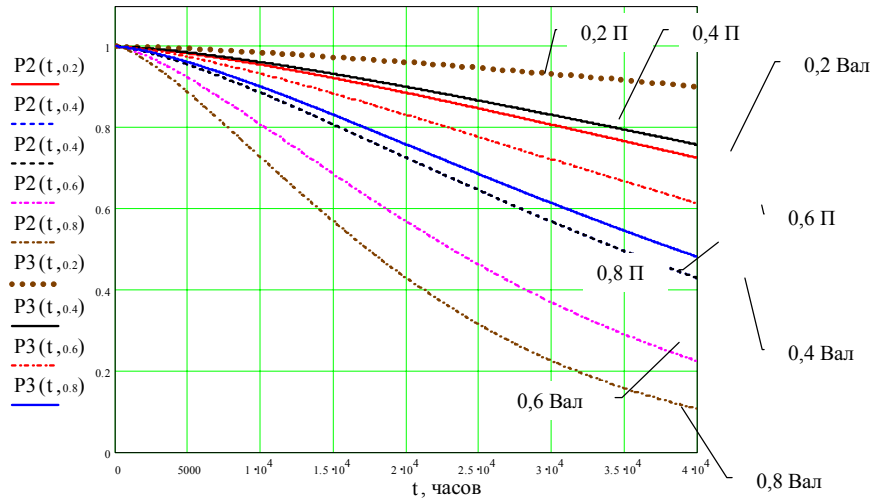


Рис. 2. Функциональные зависимости вероятности безотказной работы для валов и подшипников при различных коэффициентах вариации

В таком случае график распределения функции надежности для насоса в целом примет вид (кривая «насос» на рис. 3):

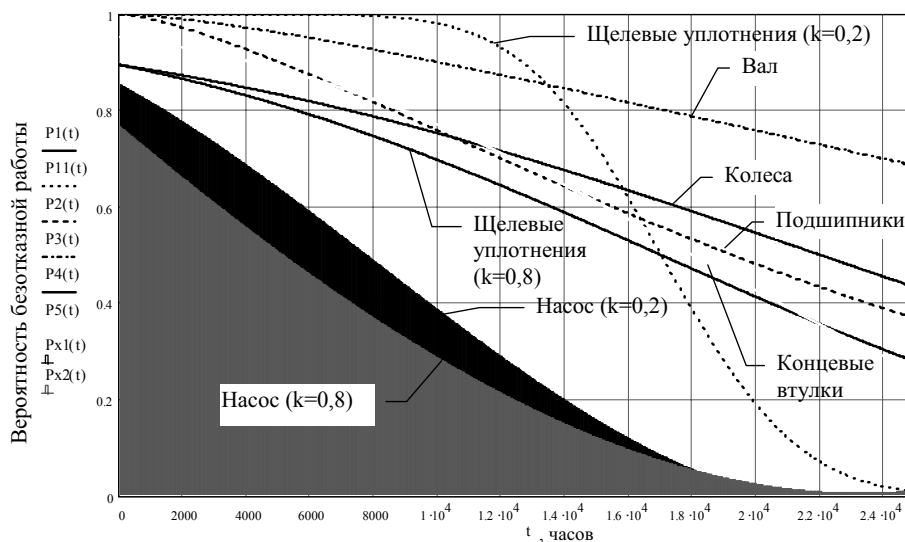


Рис. 3. Функция надежности лимитирующих элементов и насоса в целом для определения наработки на отказ

Согласно [13] рассчитываем площадь под кривой функции надежности для насоса ЦНСШ м 300, получаем при различных коэффициентах вариации  $k$  среднюю наработку на отказ:

$$k=0,2 \quad P_{li} = \int_0^{T_i} P_x(t) dt = \int_0^{3 \cdot 10^4} (7.8561 \cdot 10^{-14} t^3 - 18.987 \cdot 10^{-10} t^2 - 3.5651 \cdot 10^{-5} t + 0.852502) dt = 8352 \text{ (часов)}. \quad (5)$$

$$k=0,6 \quad P_{2i} = \int_0^{T_i} P_x(t) dt = \int_0^{3 \cdot 10^{-4}} (2.9879 \cdot 10^{-14} t^3 + 1.8558 \cdot 10^{-10} t^2 - 5.5518 \cdot 10^{-5} t + 0.8159) dt = 7042 \text{ (часов)}. \quad (6)$$

$$k=0,8 \quad P_{3i} = \int_0^{T_i} P_x(t) dt = \int_0^{3 \cdot 10^{-4}} (1.9129 \cdot 10^{-14} t^3 + 5.2447 \cdot 10^{-10} t^2 - 5.5232 \cdot 10^{-5} t + 0.765745) dt = 6.712 \cdot 10^3 \text{ (часов)}. \quad (7)$$

При выборе приведенного в [6, 7] цикла технологических способов воздействия на детали проточной части ЦНСШм [13] средняя наработка на отказ составляет  $T_n = 7042$  часов при 25 тыс. часов работы насоса до капитального ремонта.

В данном случае сопоставление полученных результатов с нормативной документацией (например: ГОСТ 10407-88. Насосы центробежные многоступенчатые секционные. Типы и основные параметры) приемлемо, так как для определения функции надежности многоступенчатых центробежных насосов привлечена достаточно большая выборка с аутентичной технологией производства одной модификации одного изготовителя с применением для исследования одной и той же корректной методики оценки их работы. Полученные результаты в целом характеризуют высокий уровень заложенной технологии производства, среднюю наработку на отказ  $T_n = 7042$  часов и ресурс работы машин до капитального ремонта в 25 тыс. часов.

С учетом вышесказанного и данных НИИГМ им. М.М Федорова о работе всех типов погружных средств откачки, используемых в настоящее время на ликвидируемых шахтах Украины и России, ниже приводится общий анализ их работы. При этом повторяем, что никакой функции надежности автор данной статьи не может получить вследствие весьма низкой репрезентативности выборки по каждому типу погружных средств откачки, большого разброса номенклатуры применяемых машин и их конструктивных особенностей.

В качестве оборудования для водоотливных комплексов шахт Украины применяются погружные насосы с водозаполненным или маслозаполненным электродвигателем: а) погружные электронасосные агрегаты производства специализированных заводов Украины; б) в качестве опытных – погружные электронасосные агрегаты зарубежных фирм: «*Pleuger Worthington*» – производства Германии, в) специальные виды погружных средств откачки (в виде эксперимента), в том числе турбогидронасосы.

Ниже приводится краткий анализ работы перечисленных погружных средств откачки закрытых шахт Украины, иллюстрированный в качестве примеров замерами вибропоказателей агрегатов на кинематических частотах возбуждения вибрации, характерными видами разрушений деталей и узлов, замерами рабочих характеристик, процессией чисел оборотов, напряжениями сети, временем работы в рабочей зоне, возникновением аварийных ситуаций и выводом машин из эксплуатации с периодичностью ремонтов и повторного пуска их в эксплуатацию.

**1. Насосные агрегаты АНПШ и ЭЦВ.** Насосы производства Севастопольского завода коммунального оборудования «Молот» типа АНПШ (ЭЦВ), а также завода «Южгидромаш» (г. Бердянск, Украина) эксплуатируются на водоотливных комплексах: ш. им. Батова – ЭЦВ 12-160-100 – 3 ед.; ш. № 4 «Александровская» – ЭЦВ 10-63-270 – 4 ед.; ш. «Кременная» – ЭЦВ 12-160-ЮОХТр, – 3 ед.; ш. «Центральная» – АНПШ 210-300 (ЭЦВ 14-210-300Х) – 7 ед.; ш. им. С. Тюленина – ЭЦВ 10-120-140Г – 4 ед.; ш. «Брянковская» – АНПШ 210-300 (ЭЦВ 14-210-300Х) – 4 ед.; ш. «Никанор» – АНПШ 375-175 (ЭЦВ 16-375-175) – 3 ед.; ш. №27 «Миусская» – АНПШ 375-400 – 8 ед.; ВОК (г. Теплогорск) – АНПШ 210-190 – 2 ед.; ш. «Речная» – АНПШ 375-350 – 2 ед.; ш. «Брянковская» – турбогидронасос ГВШ 410-310 – опытный образец ( в качестве эксперимента); ш. «Красный Профинтерн» – ЭЦВ 12-160-65Х – 4 ед.; №9 «Капитальная» и №6 «Красная Звезда» – АНПШ 375-250 – 11 ед. (с учетом ротации); ЦОФ «Стахановская» – АНПШ 210-190 – 2 ед.; ш. «Заперевальня» № 2 – АНПШ 350-260 – 3 ед.

---

Все указанные агрегаты комплексов обследовались с контролем их работы, замерами рабочих характеристик и технических параметров. Однако наиболее значимые по количеству, энергопотреблению и достаточно близкие по районированию (относительно г. Донецка) водоотливные комплексы – ш. № 27 «Миусская», ш. «Запореваляная» № 2, ш. № 9 «Капитальная» и ш. № 6 «Красная Звезда» исследовались масштабно, и результаты этой работы легли в основу как многочисленных отчетов, так и составили канву данного анализа.

Насосы типа АНПШ предназначены для подъема химически активной, загрязненной воды в интервале температур от  $-2^{\circ}\text{C}$  до  $+60^{\circ}\text{C}$ , водородным показателем рН 5,5...9,5, содержанием механических примесей не более 0,1% по весу, содержанием хлоридов от 350 до 800 мг/л, сульфатов от 500 до 2000 мг/л и сероводорода от 1,5 до 5 мг/л. В целом гидравлическое совершенство проточной части АНПШ-375, наиболее распространенной машины водоотливного комплекса закрывающихся шахт Украины, объясняется тем, что в нем использована отработанная в середине прошлого века в УкрНИИГидромаше рабочая ступень.

К особенностям исполнения насосов АНПШ следует отнести изготовление их рабочих колес, лопаточных отводов из бронзы, щелевых уплотнений из графитофторопласта. Конструктивно проточная часть формируется диагональными колесами, лопаточный отвод одновременно служит корпусом секции, тип щелевых уплотнений – плавающий. Разгрузка осевой силы – опорным подшипником, частично – разгрузочными отверстиями в ступице колеса.

Обследуемые погружные насосные агрегаты АНПШ 375-400 (ш. №27 «Миусская») в количестве 8 единиц (зав. № № 09301204, 04221004, 06221004, 03150704, 01105074, 08301204, 03301204, 02150704) работают на индивидуальные трубопроводы, размещенные в вертикальном стволе и смонтированные на монтажной площадке.

На водоотливном комплексе шахты №9 «Капитальная» находятся в эксплуатации погружные насосные агрегаты АНПШ 375-250 с заводскими № № 03120306, 01120306. Погружные насосные агрегаты с заводскими № № 04120306, 05120306, 02120306 эксплуатировались в различные ранние периоды времени до ремонта. В отличие от ш. № 27 «Миусская» здесь трубопроводы состоят из трубных свеч с замковыми соединениями (ТУ У 29.5-32831825-002:2005. Колони водопідйомні (колонны водоподъемные). Введ. с 10.11.2005 до 01.11.2011г. – Донецк, 2005. – 27с).

В состав каждой насосной установки входят: погружной насосный агрегат (насосная часть и электродвигатель), кожух охлаждения, всасывающая сетка, переходник с фланца насосного агрегата на замковое соединение первой свечи водоподъемной колонны, последующие свечи, формирующие колонну в целом, оголовок (переходник-колени от вертикального до горизонтального водоотливного трубопровода), опорная шайба с элеваторами, питающий кабель, управляющая система типа КУПНА-700 с трансформаторами ТМ 6/3, грузоподъемные узлы - вертлюг, штропа, таль-блок, крон-блок, лебедка и т.д.

Анализ работы водоподъемных комплексов, сформированных на основе насоса типа АНПШ 375-400, на вышеуказанных шахтах показал, что суммарное время работы насосных агрегатов типа АНПШ не позволяет сделать окончательный положительный вывод о работоспособности их в рамках требований, предъявляемых к средствам откачки. При этом среднее время работы каждого из насосов АНПШ не превышает 2,5...3 месяцев работы, что в 2 раза меньше гарантийного срока – 6 месяцев, указанного в паспорте.

Частый выход из строя насосных агрегатов обусловлен следующими причинами:

- частое аварийное отключение работающих насосов из-за низкого качества питающего напряжения (зафиксированы скачки напряжения с 3000 В до 2100 В) в результате различных изменений амплитуды напряжения в питающей комплекс водоотлива электросети, что зарегистрировано показаниями аппаратуры КУПНА - 700;
- срабатывание защиты КУПНА-700 и аварийное отключение (мгновенное обесточивание) электродвигателя насосного агрегата. Вследствие этого возникающий в водоподъемном трубопроводе гидроудар воздействует на обратный клапан погружного насоса. Частые

---

аварийные отключения насосного агрегата приводят к поломке (разрушению) обратного клапана насоса, после чего при очередном аварийном отключении насоса гидроудар воспринимается не обратным клапаном, а непосредственно проточной частью и опорным подшипником насоса, что влечет за собой выход из строя последнего;

- пробои изоляции на электродвигателях насосных агрегатов (выводных соединительных концах);
- выдавливание прокладки между насосом и переходником трубопровода;
- повреждение питающих жил кабеля в местах крепления кабеля к трубопроводу.

Для определения возникающих неисправностей, устранения неполадок и повреждений оборудования и кабеля производились неоднократные подъемы и спуски насосных агрегатов. При количестве свинчиваний более 5-ти исчерпывается запас прочности муфтовых соединений с резьбой ОТТМ ( ш. №27 «Миусская»), что может привести к возникновению аварийных ситуаций. Кроме того, частый спуск-подъем насосных агрегатов способствует физическому износу питающего кабеля КППП 3×50, вследствие чего требуется его замена.

Указанные проблемные факторы обусловлены внешними техническими недостатками и требуют комплексного подхода к решению задачи повышения надежности работы комплекса: в обязательном порядке организации стабильности питающего напряжения, замены муфтового или фланцевого на замковое соединение, применения в установках надежных гасителей гидравлического удара, использования высокотехнологичных и прочных кабелей и т.д. Зарегистрированы многочисленные случаи выхода из строя установок и собственно насосов вследствие:

- выдавливания прокладок между насосом и трубопроводом;
- повреждения межкорпусных стяжных болтов насосных агрегатов;
- повреждения обратного клапана насоса;
- разрушения опорного подшипника и соединительной муфты агрегата.

Производство насосов АНПШ требует полного пересмотра технологии производства и ужесточение технологических подходов не только к изготовлению деталей, но и к организации предсборочной подготовки и сборки насосов. Опыт испытаний динамических турбомашин показывает, что характеризующим фактором технологического несовершенства как производства деталей АНПШ, так и их сборки являются вибропоказатели работы насосов как в период пуско-наладочных мероприятий, так и при выходе их в стационарный режим. Каждый из насосов АНПШ указанных шахт контролировался по вибрации и рабочим характеристикам – производительности (ее процессии), напору, КПД и т.д. Анализ вибрационных спектров в различных точках водоподъемной колонны для обследуемых насосных агрегатов АНПШ 375-400 показал, что все агрегаты, находящиеся в работе, характеризуются вибрацией, превышающей допустимые пределы согласно ГОСТ ИСО 10816-1-97 (Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования. Введен 01.07.1995.–Минск: ИПК. Издательство стандартов, 1998). Это связано с низким уровнем технологического производства элементов насоса, отсутствием динамической балансировки и детерминизма распределения неуравновешенных масс рабочих колес на роторе. Такое нарушение предсборочной технологии и сборки приводит к прогрессивному износу щелевых уплотнений, промежуточных опор, потере производительности насоса, уменьшению КПД и выходу его характеристик за рабочую зону.

На рис. 4 представлена схема расположения пьезоакселерометров при измерении вибрации на каждом из насосных агрегатов, а полученные данные по трем насосам (№1, №2, №6) сведены в табл. 4. Для агрегата № 2 ( табл. 4) при замерах вибрации 20.04.06 и времени измерений от 10:10:43 до 10:34:07 изменений оборотов не наблюдается. Насосный агрегат №2 работает при номинальном числе оборотов  $n=2970 \text{ мин}^{-1}$  в отличие от агрегатов №1 и №6.



Таблица 4.

Результаты измерений виброскоростей и виброперемещений на погружных насосах АНПШ 375-400  
(ш. «Миусская»)

Насосный агрегат №2 (наработка 384 ч.)						
Точка изм.	Время	f, Гц	$V_{скз}$ мм/с	S, мкм	n, мин <sup>-1</sup>	Примечание
5П1	10:10:43	49,5	<u>4,5*</u>	<u>15,6</u>	2970	
5П2	10:12:48	49,5	<u>4,9</u>	<u>14,3</u>		
2В	10:27:37	49,5	0,2	0,7		
2П	10:28:26	49,5	0,3	0,9		
3П1	10:30:14	49,5	0,2	0,6		
3П2	10:31:10	49,5	0,3	1,2		
4Г	10:34:07	49,5	0,1	0,2		
Насосный агрегат №6 (наработка 72 ч.)						
Точка изм.	Время	f, Гц	$V_{скз}$ мм/с	S, мкм	n, мин <sup>-1</sup>	Примечание
5П1	10:18:12	49,5	<u>2,7</u>	<u>8,7</u>	2970	
5П2	10:19:06	49,5	<u>2,0</u>	<u>6,4</u>		
2В	10:39:03	42,5	0,20	0,7	2552	Снижение оборотов
2П	10:40:01	42,5	1,1	4,2		
2П1	10:40:57	42,5	1,8	6,8		
3П1	10:43:23	42,5	0,3	1,3		
3П2	10:44:15	42,5	0,5	1,8		
4В	10:45:35	42,5	0,5	1,8		
4Г	10:46:54	42,5	0,1	0,2		
Насосный агрегат №1 (наработка 8 ч.)						
Точка изм.	Время	f, Гц	$V_{скз}$ мм/с	S, мкм	n, мин <sup>-1</sup>	Примечание
2В	12:02:21	49,5	0,8	2,8	2970	
2П	12:04:45	49,5	1,3	4,1		
3П1	12:06:28	49,5	0,8	2,8		
4Г	12:07:30	49	1,4	4,7	2940	Снижение оборотов
4В	12:08:33	49	1,3	4,2		
4В	12:09:33	49	1,3	4,2		
5П1	12:11:41	47	<u>12,6</u>	<u>42,8</u>	2820	Выбег
5П1	12:12:25	42	<u>7,9</u>	<u>30,2</u>	2520	
5П2	12:12:58	38,5	<u>8,4</u>	<u>34,9</u>	2310	
5П2	12:14:14	29,5	2,8	15,2	1770	

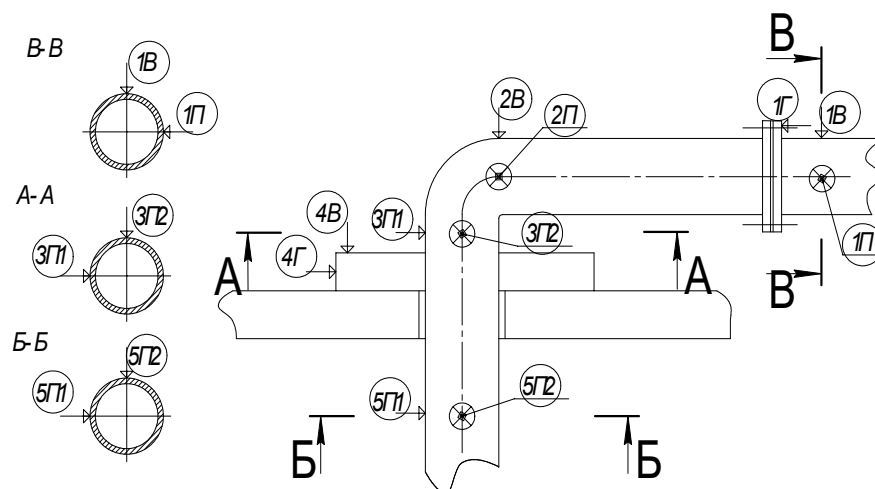


Рис. 4. Расположение пьезоакселерометров на водоподъемной колонне при измерениях вибропараметров погружных насосов

Кроме того, для небольших отрезков времени работы агрегата №2 в точках 5П1 и 5П2 присутствуют относительно высокие показатели виброскорости (4,5, 4,9 мм/с.) и возможен их рост. При этом для агрегата № 1 при наработке в 8 (!) часов имеет место в спектре вибрации: виброскорости – 12,6 мм/с (точка 5П1), – 8,4 мм/с (точка 5П2), и 7,9 мм/с (точка 5П1), что требует немедленной остановки агрегата и выдачи его на поверхность с глубины 376 м (рис. 5). Аналогичная картина распределения виброскоростей имеет место в 70% агрегатов АНПШ в момент поставки, что говорит не только о некачественном изготовлении их в заводских условиях при пониженных технологических требованиях, но и отсутствии испытательного стенда у производителя, вибрационного контроля и замеров рабочих характеристик. В таком случае непонятно, как осуществляется приемка паспортов на агрегаты и каково соответствие приведенных в них рабочих характеристик пусконаладочным при запуске агрегатов.

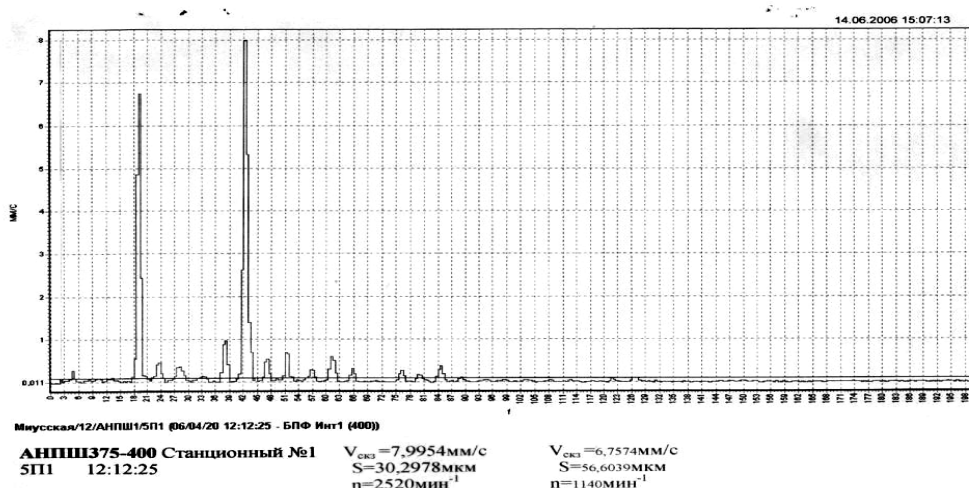


Рис. 5. Спектр виброскорости, замеренной в точке 5П1, погружного насосного агрегата АНПШ 375-400 станц. №1, шахты №27 «Миусская»

Наличие высокой вибрации является одним из факторов прогрессирующего износа как щелевых уплотнений, так и промежуточных опор ротора, что приводит к потере производительности и уменьшению КПД насосов АНПШ.

К основным недостаткам, характерным для всей гаммы погружных насосных агрегатов типа АНПШ, можно отнести как резкое снижение, так и процессию производительности. За время мониторинга с 10:19:06 до 10:46:54 наблюдалось снижение оборотов от 2970 до 2552 мин<sup>-1</sup>. На рис. 6 представлен тренд изменения работы насоса при флюктуации оборотов в диапазоне от 2970 до 2550 мин<sup>-1</sup>. При этом согласно проведенным расчетам при падении оборотов в пределах  $\cong 400 \dots 450 \text{ мин}^{-1}$  наблюдается уменьшение напора до 100 м. Также имеет место и высокая запрдельная вибрация погружных насосных агрегатов, наведенная на водоподъемный трубопровод и наблюдаемая практически на протяжении всего срока эксплуатации.

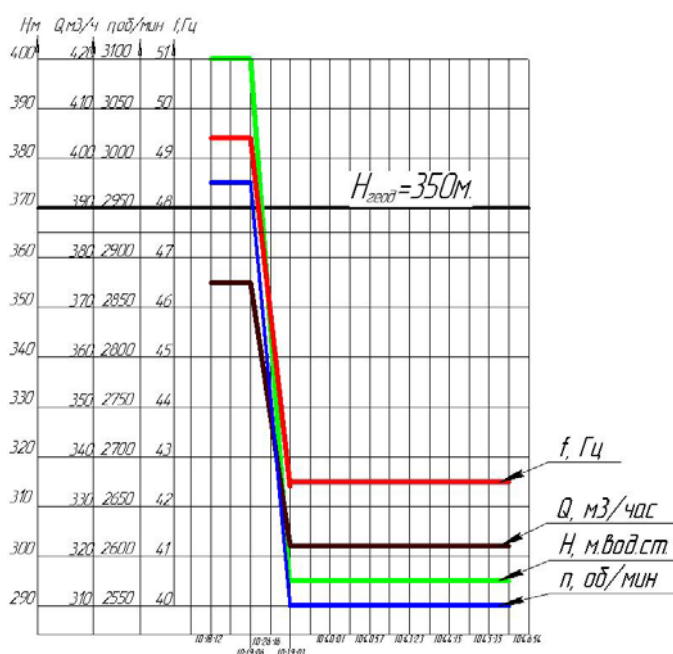


Рис. 6. Тренд режимов работы насосов АНПШ при изменении оборотов  $n \text{ мин}^{-1}$  вала ротора АНПШ по замерам изменения частоты  $f \text{ (Гц)}$  напряжения управляющей аппаратуры КУПНА -700 (производительность  $Q(n) \text{ м}^3/\text{час}$  и напор  $H(n) \text{ м}$  рассчитаны по критериям подобия)

Анализ данных табл. 4 показывает, что на прямолинейном участке трубопровода (т.т. 5П1, 5П2, рис. 4,5) доминирующими кинематическими частотами возбуждения вибрации являются: – оборотная частота –  $\omega_{об.ч.} = 50,05$  Гц с амплитудой виброскорости  $V_{об.ч.} = 2$  мм/с.; – кинематическая частота возбуждения опорного подшипника –  $\omega_{пл.} = 22,5$  Гц с амплитудой виброскорости  $V_{пл.} = 4,6$  мм/с. Фиксируемое превышение виброскорости на кинематической частоте возбуждения опорного подшипника над оборотной в 2,3 раза характеризует возможные механические повреждения, износ или технологические погрешности подшипникового узла. Причем такое соотношение по виброскорости на кинематической частоте возбуждения опорного подшипника –  $\omega_{пл.} = 22,5$  Гц отмечено практически для всех насосов АНПШ завода «Молот».

Автор этих строк со своими аспирантами, участвуя непосредственно в разборке аварийных АНПШ, в частности, опорного подшипника насоса, обращал внимание представителей



Рис.7. Разрушение пяты опорного узла насоса агрегата АНПШ 375-400 после работы в течение 276 ч. на ГрВК ш. № 27 «Миусская»:

-излом сегментарный по зонам перехода от одного сектора подшипника Митчелла к другому, что связано: а) с неверным выбором материала, подверженного глубокой прокаливаемости; б) заиливанием и заштыбовыванием зазоров между сегментами; в) невыполнением технических требований на взаимные отклонения формообразующих поверхностей пяты; г) с высокой вибрацией ротора в целом и опорного подпятника; д) локальной пятнистостью и неравномерностью величин твердости по поверхности детали, приводящей к возникновению микротрещин, их развитием и разрушением детали под действием многоциклового усталостного воздействия

известно, что аналогично погружным насосам АНПШ опорный подшипник погружного насоса фирмы «Pleuger Worthington» был разрушен после запуска на ш. «Черноморка» в течение 29 часов работы и срочно заменен на новый, доставленный из Гамбурга (Германия).

К этому следует (для АНПШ, а также частично для насосов фирмы «Pleuger Worthington») добавить еще и влияние на работу опорного узла, как и агрегата в целом, стохастических колебаний ротора насоса, связанных с технологическими несовершенствами: 1) динамической неуравновешенностью вращающихся элементов ротора; 2) изготовлением вала ротора не с одного станова, без термообработки и шлифовки в центрах, с большим относительным эксцентриситетом (доходящих до 0,5 мм) опорных и посадочных поверхностей; 3) изготовлением опорных дисков опорных подшипников из сталей, обладающих высокой закалочной хрупкостью (стали 95X18, 40X13), приводящих к нарушению технологии как формообразования, так и

---

термообработки деталей опорного узла ротора; 4) отсутствием предсборочной подготовки и детерминированной сборки элементов проточной части на валу ротора.

К особенностям производства насосов АНПШ следует также отнести исполнение рабочих колес из некачественной бронзы. За 500...600 часов колеса теряют в весе более 2,5-3% [11], что приводит к перманентному росту вибрации на оборотной частоте ротора, износу щелевых уплотнений и разрушению опорного подшипника.

На водоотливном комплексе шахты №9 «Капитальная» эксплуатируются погружные насосные агрегаты АНПШ 375-250 с заводскими №№03120306, 01120306, ротацией насосами с заводскими №№ 04120306, 05120306, 02120306, в различные ранние периоды времени до ремонта. Трубопроводы состоят из свечей, соединенных замками по ТУ У 29.5-32831825-002:2005. Гасители гидравлических ударов не установлены. Обратные клапаны смонтированы только на поверхностном участке трубопровода.

На основании опыта эксплуатации погружных насосных агрегатов АНПШ 375-250 на водоотливном комплексе шахты № 9 «Капитальная» можно констатировать, что среднее время наработки на отказ указанных машин – не более трех месяцев эксплуатации с небольшими перерывами. При пуске и эксплуатации наблюдается весь вышеописанный комплекс технических и технологических недостатков, присущих насосным агрегатам завода «Молот».

К существенно важному негативному фактору работоспособности насосов АНПШ 375-250 комплексов ш. № 9 «Капитальная» и ш. № 6 «Красная Звезда» следует отнести нестабильность работы и резкое падение их производительности в течение первых двух-трех недель работы установок.

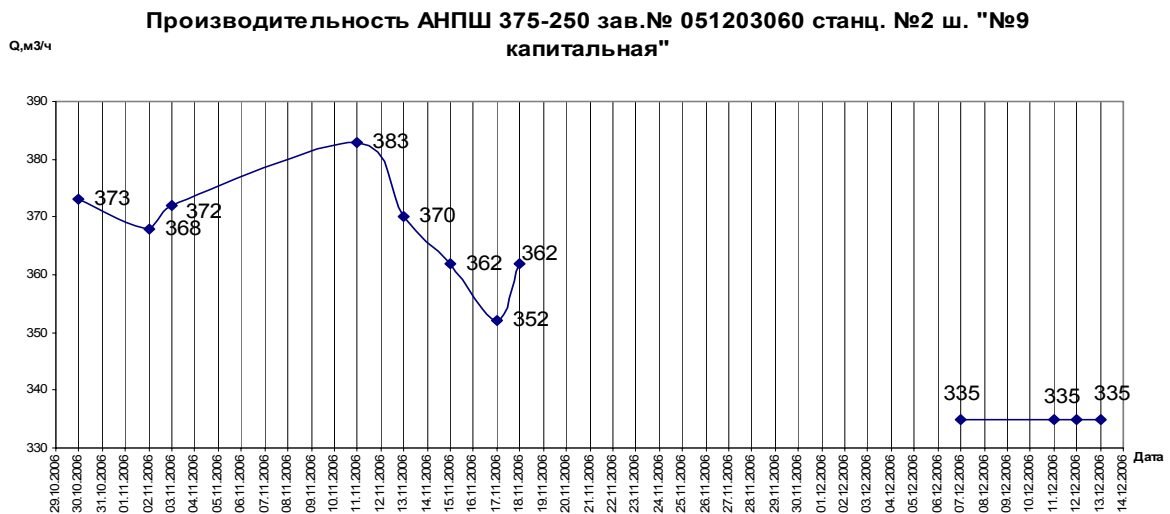
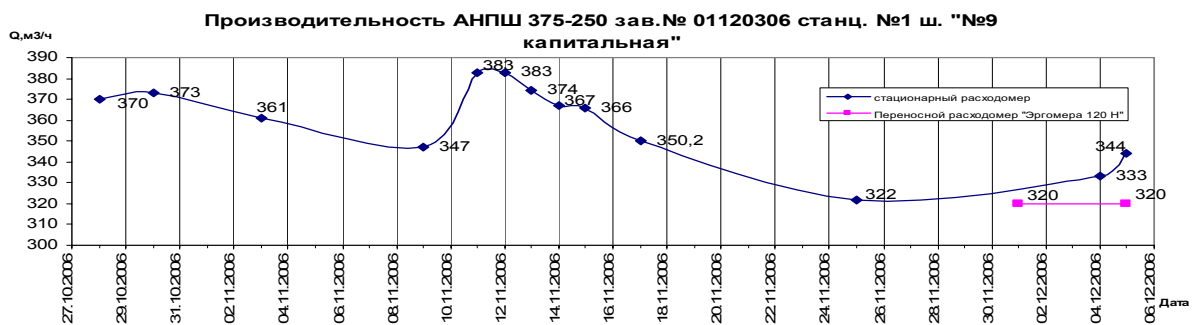
Смонтированные на водоотливном комплексе шахты № 9 «Капитальная» три погружных насосных агрегата АНПШ 375-250 при запуске и последующей эксплуатации в течение ноября 2006 г. показали нестабильную работу. За период с 30.10.2006 по 06.12.2006 гг. произошло уменьшение производительности по всем трем насосам в среднем на величину от 40 до 50 м<sup>3</sup>/ч. Измерения производительности наряду с установленными на трубопроводе расходомерами дублировались прибором «Эргомера 120Н». Динамика уменьшения производительности приведена на рис. 8. Это можно объяснить несколькими факторами, причем их совокупного воздействия на проточную часть машины: конструктивными изменениями, явно не апробированными и не доведенными испытаниями в заводских условиях – применением в качестве межступенных уплотнений плавающих колец. Причем как технология формообразования, так и применяемые материалы для плавающих колец не обеспечивают надежную работу по минимизации объемных потерь. Второй фактор – конструктивное исполнение узла уплотнения в целом, третий – большое количество твердых включений в потоке перекачиваемой жидкости в начальный период работы установок, что сказывается на работе плавающих колец [16].

**Погружные насосные агрегаты фирмы «Pleuger Worthington»** (Германия). Альтернативой насосам производства украинских заводов, в том числе АНПШ служат погружные агрегаты немецкой фирмы «Pleuger Worthington». Проектными решениями ликвидации шахты «Черноморка» (г. Луганск, Луганская ДЛШ) было предусмотрено применение двух погружных насосных агрегатов производства фирмы «Pleuger» марки PN 122-11a (производительность – 231 м<sup>3</sup>/ч, напор – 470 м) с электродвигателем М 114-120-2 (6000 В, 450 кВт). На шахте им. Ф.П.Лютикова (Луганское ДЛШ) аналогично была предусмотрена установка двух погружных насосных агрегатов производства фирмы «Pleuger» (один – в стволе, другой – в качестве резервного).

Эксплуатация первого из двух смонтированных погружных насосных агрегатов производства фирмы «Pleuger» началась 13.10.2005 г., запуск второго был осуществлен 11.01.2006 г. Пуск, периодичность и время работы указанных погружных насосных агрегатов фирмы «Pleuger» на шахте «Черноморка» Луганской ДЛШ приведены в журнале регистрации работы водоотливных установок.

Анализ работы погружных насосных агрегатов марки PN 122-11a + M 114-120-2 на шахте «Черноморка» показал:

- суммарное время работы агрегата №2 до первой выдачи на поверхность составило 29 часов, второй выдачи - 213 часов 40 мин. Первая выдача насоса №2 была осуществлена 24 ноября 2005 г. в присутствии сотрудников ГП «Укршахтгидрозащита» и НИИГМ им. М.М. Федорова и связана с выходом из строя опорного подшипника;
- общая наработка агрегата №2 составила 1098 часов, после чего погружной насосный агрегат был выдан на поверхность, разобран, продефектован и отправлен на ремонт в Германию. Агрегат признан подлежащим ремонту по причине повреждения пяты (вторично), разрушения опорного подшипника вала электродвигателя, заклинивания рабочих колес и уплотнительных колец насоса. Стоимость ремонта составила 250 тыс. грн. Заводская гарантия после ремонта – не менее 6 месяцев после начала эксплуатации;



**Рис. 8. Графики изменения производительности насосных установок АПШ 375-250 водоотливного комплекса шахты №9 «Капитальная»**

- общая наработка агрегата №1 составила 11 часов. Погружной насосный агрегат демонтирован и также отправлен на ремонт в Германию. По имеющимся сведениям дилер-поставщик насосов фирмы «Pleuger» – НПО «Хаймек» – ни сервисного центра, ни ремонтной базы не имеет. Поэтому ремонт вышедших из строя погружных насосных агрегатов «Pleuger Worthington» осуществлялся на заводах Германии.

На шахте им. Ф.П.Лютикова аналогично была предусмотрена установка двух погружных насосов производства фирмы «Pleuger Worthington» – одного в стволе, другого – в качестве резервного.

Погружной насосный агрегат фирмы «Pleuger Worthington», запущенный на шахте им. Ф.П.Лютикова, отработал 2 (два) часа и в результате выхода из строя опорного подшипника двигателя был остановлен и не демонтирован. Однако для создания эффекта работы комплекса

срочно был проведен монтаж резервного насоса фирмы «Pleuger Worthington» с заменой опорного подшипника. Аналогичная судьба и у второго насоса шахты им.Ф.П. Лютикова – выход из строя опорного подшипника после работы в течение 841 часа работы, разборка, дефектовка и отправка на завод-изготовитель в Германию для ремонта.

В дополнение к вышесказанному приведем еще один пример, связанный с попыткой насильно убедить специалистов, что предпочтение должно быть отдано агрегатам зарубежного производства – несмотря на полное их фиаско на ш. Черноморка и ш. им. Ф.П. Лютикова. Погружной насосный агрегат, закупленный у той же фирмы «Pleuger Worthington» и установленный на шахте №9 «Капитальная» (PN 8220+N110-600-2 (63-380), производительность насоса  $Q=63 \text{ м}^3/\text{ч.}$ , длина насосной части агрегата – 2500 мм, длина двигателя – 1500 мм, высота лопаточного отвода – 120 мм), работающий с 25.09 2006 г. для обеспечения технической водой ЦОФ «Чумаковская», вышел из строя в ночь с 18.02.2007 на 19.02.2007 года, в 3 часа 30 мин, отработав 986 часов [11].

Замеры вибропараметров и анализ спектров этого насоса показали, как и ожидалось, низкое качество сборки и центровки насоса (рис.9). Выход из строя агрегата фирмы «Pleuger», установленного на шахте № 9 «Капитальная», связан с многосекционностью насосного узла – 20 лопаточных отводов, выполняющих также роль корпусов, большим количеством стыковочных узлов и деформаций стяжных шпилек (рис. 10), высокой вибрацией и отсутствием детерминированной сборки ротора.

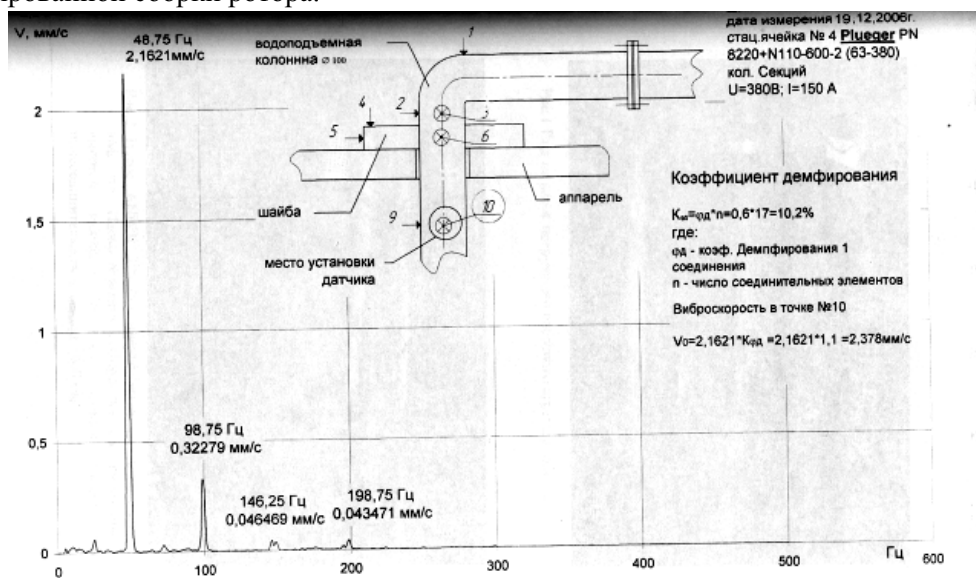


Рис. 9. Спектр виброскорости, замеренной в точке 10, погружного насосного агрегата Pleuger PN 8220+N110-600-2 (63-380) станц. № 4 шахты №9 «Капитальная»

Сообщаем, что все насосные агрегаты фирмы «Pleuger Worthington» неоднократно выходили из строя, все их ремонты осуществлялись в Германии, причем ГП «Укргидрошахтзащита» приняла у ГП «Луганская дирекция ликвидируемых шахт» водоподъемный комплекс ш. «Черноморка», запущенный 13.10.2005 г. только в конце 2011 г.

Опыт эксплуатации насосов фирмы «Pleuger» на ш. «Черноморка», ш. им. Ф.П. Лютикова, ш. №9 «Капитальная» не позволяет сделать положительный вывод о высокой их надежности. При этом важно отметить в целом низкую надежность водоотливного комплекса шахты «Черноморка». Наличие на оборотной частоте в 50 Гц виброскорости  $V=2,378 \text{ мм/с}$  с учетом коэффициента демпфирования  $K_d=1,1$  связано с динамической неуравновешенностью ротора насоса фирмы «Pleuger»[11], то есть наличием разных по значению и непараллельных векторов – главного вектора и главного момента дисбалансов, лежащих в двух произвольных плоскостях, перпендикулярных оси ротора (крест дисбалансов).



**Рис. 10.** Погружной насосный агрегат фирмы «Pleuger» PN 8220+N110- 600-2 (63-380) после аварии 19.02.2007 г. и подъема: вид на соединительный фланец водоподъемной колонны и фланец насоса фирмы «Pleuger». Прослеживается раскрытие стыка и деформация болтов, выдавливание межфланцевой прокладки и, как следствие, полная потеря подачи насоса. Аварийная ситуация связана с высокой вибрацией, неуравновешенностью ротора, неперпендикулярностью посадочных плоскостей фланцев. Обращает внимание разнокалиберность стяжных шпилек, что говорит о неоднократном подъеме машины

Объяснение данному факту – игнорирование особенностей сборки корпусно-секционных насосов, к которым относится и погружной насосный агрегат фирмы «Pleuger», а также отсутствие поперечной жесткости вала.

Произведенная фото-съемка [11] показала, что произошло раскрытие стыка между фланцем водоподъемной колонны и фланцем насоса, разрушение болтов М10 крепления защитного кожуха, срыв и падение его в ствол, служащий водосборником на водоподъемном комплексе шахты № 9 «Капитальная».

В результате проведенного анализа по работе насосов фирмы «Pleuger» можно отметить следующее.

1. Насосы фирмы «Pleuger» имеют конструкторские и технологические несовершенства, к которым, в первую очередь, следует отнести компоновку узла опорного подпятника в электродвигателе. При варьировании величиной напора и наращивании числа колес для выполнения проектного решения по напору возникающая осевая сила не компенсируется подпятником, вследствие чего он разрушается. Собственно конструктивные размеры подпятника у данных насосов изменению не подлежат, так как они являются машинами с диагональными колесами и относятся к скважинным.

Кроме того, только одним опорным подшипником в таких машинах восприятие осевой силы невозможно, и требуются дополнительные меры для ее компенсации.

2. Насосы фирмы «Pleuger» являются скважинными машинами с минимизацией радиального габарита. Кроме того, все виды этих машин имеют расчетный напор на ступень не более 8–16 метров [16]. Попытка использовать такие машины для шахтного водоотлива приводит к росту числа ступеней, росту длины вала, увеличению динамики насоса, потере рабочих характеристик и разрушению деталей насоса.

3. Приведенный факт о насосах фирмы «Pleuger» приобретает еще более выраженную суть, так как рабочие колеса производятся литьем с явными технологическими несовершенствами и неуравновешенностями масс. При длинных валах (более 1500...2000 мм) данный факт проявляет себя в виде динамики насоса на оборотной частоте. Все насосы фирмы «Pleuger», работающие на шахтах Украины, имеют вибропараметры выше норм вибропараметров, определенных согласно ГОСТ ИСО 10816-3-2000 «Вибрация...» «Насосы с раздельным приводом».

4. Даже при наличии значительного количества неуравновешенностей на длинных валах динамических турбомашин, к которым относятся и насосы фирмы «Pleuger», минимизация вибрации может быть достигнута при синфазной сборке ротора. К сожалению, данным методом и теорией синфазной сборки фирма «Pleuger» не располагает (см. Патент України 70192 А, Спосіб складання та балансування корпусносекційних турбомашин / Алієв Н.А., Алієв Д.Н., Алієв П.Н. – F04D29/00, F04D29/24, G01M15/00 – Опубл.15.09.2004. Бюл.№ 9).

---

5. Во всех случаях применения насосов фирмы «Pleuger» на шахтах Украины наблюдается ненадежность водоотливного комплекса в целом: ненадежность работы датчиков уровня, срабатывание защит от токов короткого замыкания и замыканий на землю.

Сведения о работе насосных агрегатов фирмы «Pleuger» на шахтах Украины (ш. «Черноморка», ш. им. Ф.П. Лютикова, ш. №9 «Капитальная»), справки о их работе и выписки из журналов шахт, а также приведенный анализ конструкторских и технологических несовершенств данных машин не позволяют сделать положительный вывод о их работоспособности. В целом насосы фирмы «Pleuger» не могут быть использованы на водоотливных комплексах Украины вследствие их специфического предназначения – насосов для скважин.

**Погружные насосные агрегаты фирм Германии «KSB» и «RITZ».** Насосы фирмы «KSB» и «RITZ» по данным, опубликованным в специальной литературе и печати, широко используются в шахтных водоотливах России, Китая, Германии и др.

Наиболее известен и значим пример использования насосов фирмы «KSB» на шахте «Итценблиц», принадлежащей предприятию “Реден” (Германия), где в 1984/1985 годах были установлены четыре 18-тонных погружных насоса с подводным электродвигателем фирмы «KSB», рассчитанные и спроектированные под условия работы этого предприятия. Данные насосы эксплуатируются в течение 23000 ч, после чего они выдаются для ревизии.

К особенностям производства насосов «KSB» следует отнести следующее:

- материалом для целевых колец служат кремниевая бронза (марка В584) или комбинированные сплавы 1.446/1,4136 (нержавеющая сталь/резина);
- материалом рабочих колес служат: норил (композитный материал), бронза (с высоким содержанием алюминия), пластик или нержавеющая сталь различных марок;
- материалом корпусных деталей (лопаточных отводов, корпусов всасывающих элементов, корпусов обратных клапанов) могут служить различные композиты, бронзы или нержавеющие стали. Валы изготавливаются только из различных видов нержавеющей стали. Втулки подшипниковые и вкладыши подшипников изготавливаются из специальной бронзы или карбида кремния (SiC).

К основным преимуществам насосов фирмы «KSB» относится возможность производства их с **радиальными колесами** из высокопрочных материалов с возможностью противостояния проточной части их гидроабразивному, кавитационно-эрозионному и коррозионному износам. Компоновка насоса с радиальными колесами позволяет получать агрегаты минимального осевого габарита с минимизированной динамикой и высокой продольной жесткостью.

К недостаткам следует отнести конструктивное исполнение опорного подшипника, а также применение в качестве опорных вкладышей и сегментов карбида кремния – хрупкого и не работающего при виброударных нагрузках материала. По данным фирмы «KSB» погружные насосы обрабатывают более 25 - 40 тыс. часов без капитального ремонта.

По распоряжению Министерства угольной промышленности Украины на ОАО «Донгипрошахт» была возложена разработка рабочей документации по обустройству водоотливного комплекса в клетевом стволе шахты «Октябрьская». Предварительно был проработан вопрос с производственно-коммерческой фирмой «Электронасос-сервис» – официальным представителем фирмы «KSB» (Германия) в Украине – о возможности использования насосов фирмы «KSB» на проектируемом комплексе, типе электронасосного агрегата и его технических данных. В качестве средства откачки к установке на водоотливном комплексе шахты «Октябрьская» фирмой «Электронасос-сервис» предложен погружной насос UPA 300-65/11 с электродвигателем XBD 48-605.

Проведенные исследования и комплексный технический анализ специалистами отдела технологии, конструирования и эксплуатации шахтного насосного оборудования НИИГМ им. М.М.Федорова показал, что предложенный насос фирмы «KSB» может быть применен в качестве средства откачки при соответствии ряда требований.

1. Минимизация осевого габарита агрегата с увеличением радиального.



---

2. Исполнение колес — радиальное; напор на колесо в пределах 60...85 м, что влечет за собой уменьшение количества колес до 6...7 единиц. Технологическое исполнение рабочих колес - штампованное или высокоточное литье. При этом длина вала соответственно уменьшается относительно погружного насоса UPA 300-65/11 в 1,5 раза.

3. Предсборочная подготовка насоса UPA 300-65/11 - поэлементная балансировка вращающихся деталей на рабочих оборотах, в том числе и колес; сборка- детерминированная, синфазная, на основе динамической балансировки. Распределение неуравновешенностей по цепной линии или параболической зависимости.

4. Материал рабочих колес – хромо-никелевые, молибденовые стали(14462-Cr Ni Мо-сталь), объемная закалка до HRC 48...54. Покрытие – нитрид титана или карбид бора с последующей закалкой. Покрытие – как антиадгезионное, так и противостоящее образованию фреттинга или абразивного износа.

5. Валы при изготовлении должны иметь овальность и цилиндричность не более 0,005 мм по опорным шейкам; формирование их цилиндрических поверхностей с одного установка; финишные операции – химико-термомеханическая обработка. Материалы валов – легированные стали мартенситного класса.

6. Целесообразно приемку насосов осуществлять после стендовых испытаний и построения рабочих характеристик с замерами вибропараметров с участием представителя заказчика при испытаниях агрегатов в заводских условиях.

Погружные насосные агрегаты фирмы «RITZ», в основном, применяются в водоотливных скважинах при карьерной добыче ископаемого, например, при добыче алмазов на руднике «Мир» АК «Алроса» (Республика Саха, Якутия). Аналогично насосам фирмы «KSB» они предназначены для скважин с минимизацией радиального габарита, диагональными колесами и корпусами, совмещенными с лопаточными отводами. Соответственно им присущи недостатки насосов фирмы «KSB». Причем согласно договорам с заказчиками по истечению шести месяцев насосы извлекаются из скважин и транспортируются на завод – изготовитель для ревизии, что в целом определяет их стоимость.

*Игнорирование технологических особенностей производства и сборки корпусно-секционных насосов нашло отражение в негативном опыте эксплуатации агрегатов фирмы «Pleuger Worthington», закупленных ГП «Областная дирекция «Донуглереструктуризация», не отработавших на шахтах Украины суммарно и 1000 часов.*

**Развитие основных результатов исследования и их практическое применение.** Применение на закрывающихся шахтах Украины погружных насосов с широкой номенклатурой различных производителей и различного конструкторского исполнения не создает условий для организации централизованного их обслуживания, ремонта и оценки надежности и ресурса их работы. Тем более при широком разбросе различных типоразмерных рядов, формирующихся каждым из заводов-изготовителей.

По предложению автора этой статьи построение типоразмерного ряда шахтных насосов горизонтальной и вертикальной компоновки нужно осуществлять посредством унификации корпусных деталей у близких по подаче машин с расширением зоны использования формирующих сборку модулей рабочих колес и направляющих аппаратов [17,18]. Этот принципиально новый путь в построении типоразмерного ряда позволяет в несколько раз уменьшить число типов насосов при минимизации радиального и осевого габарита машин с возможностью варьирования рабочих характеристик без изменения наружного диаметра колеса.

Изучение взаимного соседства трех лопаточных систем и границы оптимального варьирования напоров и подач для колеса при неизменных параметрах направляющего аппарата и лопаточного отвода потребовало разработки специальных численных методов расчета проточной части центробежных насосов. Начальными данными для расчета являются заданные действительные величины подачи  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, напоры  $H$ , м и частоты вращения  $n$ , мин<sup>-1</sup>, которые

отвечают расчетному режиму ступени насоса, проектирования и оптимизации лопаточной системы рабочего колеса.

Теоретический напор рабочего колеса насоса определялся по формуле [17,18]

$$H_m = \frac{\Gamma \omega z}{2\pi g}. \quad (8)$$

Усредненные суммарные затраты  $\bar{h}_{\text{сум}}$  определялись как сумма усредненных профильных  $\bar{h}_{\text{np}}$ , ударных  $\bar{h}_{\text{yd}}$ , кромочных  $\bar{h}_{\text{кр}}$  и концевых  $\bar{h}_{\text{кц}}$  потерь:

$$\bar{h}_{\text{сум}} = \bar{h}_{\text{np}} + \bar{h}_{\text{yd}} + \bar{h}_{\text{кр}} + \bar{h}_{\text{кц}}. \quad (9)$$

Профильные потери обусловлены вязкими потерями в пограничном слое пространственной решетки рабочего колеса, но определены как средне-интегральная величина потерь трения в элементарных решетках

$$\bar{h}_{\text{np}} = \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{\text{mp}} \frac{W_2^2}{2gH_m} dQ, \quad (10)$$

где  $\xi_{\text{mp}}$  – коэффициент трения элементарной решетки на поверхности тока, обтекаемой слоем переменной толщины. Ударные потери обусловлены локальным отрывом потока при обтекании входной кромки:

$$\bar{h}_{\text{yd}} = \frac{1}{Q} \int_Q (\text{ctg} \beta_{\text{np}1,2} - \text{ctg} \beta_1)^2 \frac{V_{m1}^2}{2gH_m} dQ, \quad (11)$$

где  $\beta_{\text{np}1,2}$  – предельные углы натекания потока на решетку, при которых еще отсутствует отрыв, определяемые по формуле

$$\text{ctg} \beta_{\text{np}1,2} = \text{ctg} \beta_{\text{oy}} \pm \frac{2\bar{r}}{\sin \beta_{\text{oy}} (\sin \beta_{\text{oy}} - 2\bar{r})}, \quad (12)$$

где  $\bar{r} = r / t$  – радиус входной кромки  $r$ , отнесенный к шагу решетки  $t$ ;  $\beta_{\text{oy}}$  – угол безударного натекания, который определяется из условия минимума пиков скоростей на тыльной и лицевой поверхности лопатки.

Кромочные потери включают потери, которые связаны с отрывным обтеканием кромки законченной толщины и выравниванием вязкого потока за решеткой рабочего колеса.

$$\bar{h}_{\text{кр}} = \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{\text{кр}} \frac{W_2^2}{2gH_m}, \quad (13)$$

где  $\xi_{\text{кр}}$  – коэффициент кромочных потерь, равный

$$\xi_{\text{кр}} = 0,2 \frac{\Delta_{\text{кр}}}{t_2 \sin \beta_2}, \quad (14)$$

где  $\Delta_{\text{кр}}$  – толщина исходной кромки.

Конечные потери связаны с пограничным слоем на торцевых стенках и с учетом вторичных течений равняются

$$\bar{h}_{\text{кц}} = \xi_{\text{кц}} \frac{W_{2\text{cp}}^2}{2gH_m}, \quad (15)$$

где  $W_{2\text{cp}}$  – относительная скорость на выходе средней решетки профилей.

Коэффициент конечных потерь  $\xi_{\text{кц}}$  может быть определен через коэффициент потерь трения:

$$\xi_{\text{кц}} = \frac{2t_2 \sin \beta_{2\text{cp}}}{b_2} \xi_{\text{mp}}, \quad (16)$$

где  $t_2$  и  $\beta_2$  – соответственно шаг решетки на выходе с рабочего колеса и угол выхода для средней решетки профилей;  $b_2$  – высота рабочего колеса в зоне исходной кромки лопатки.

Гидравлический коэффициент полезного действия рабочего колеса насоса определяется по формуле

$$\eta_z = 1 - (h_{\text{сум}} / H_m). \quad (17)$$

Напор, который создает рабочее колесо насоса, определяется как

$$H = H_m / \eta_z. \quad (18)$$

Кроме того, на основе анализа эпюр распределения коэффициента давления  $\bar{P}$  определяется значение коэффициента кавитации  $\sigma = |\bar{P}|/H$ .

Расчет потерь энергии, теоретического напора и КПД проводился для рабочих колес погружного насоса с подачей  $Q=630 \text{ м}^3/\text{ч}$  и напорами  $H=75 \text{ м}$ ,  $110 \text{ м}$ ,  $225 \text{ м}$  при постоянной частоте вращения  $n=2970 \text{ мин}^{-1}$  и при подачах  $Q=0,125; 0,150; 0,175; 0,200; 0,225 \text{ м}^3/\text{с}$  для средней линии меридианной проекции. Механический КПД насоса с учетом дисковых потерь, потерь в подшипниковых узлах, в конечных уплотнениях и потерь в узле гидравлического уравнивания осевых усилий ротора принимаем равным  $\eta_m = 0,91 \%$ .

Результаты расчетов по приведенным выше формулам для трех вариантов рабочих колес погружных насосов АЗЕ при неизменном отводе сведены в табл. 5.

Таблица 5.

Расчетные данные КПД

Тип колеса	Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	Теор.напор $H_{\text{т}}, \text{ м}$	Напор рабочего колеса $H, \text{ м}$	Быстроходность $n_s$	КПД рабочего колеса $\eta_{\text{р.к}}$	КПД отвода $\eta_{\text{отв.}}$	КПД ступени $\eta_{\text{ст.}}$	КПД насоса $\eta$
АЗЕ-630.75	0,175	260,1	237,7	74,86	0,9138	0,960	0,877	0,767
АЗЕ-630.110	0,175	238,4	213,4	81,16	0,8952	0,966	0,864	0,756
АЗЕ-630/5245	0,175	244,8	225,8	78,80	0,9227	0,966	0,891	0,78

На рис. 11 приведены планы лопастей рабочих колес погружного насоса с производительностью  $Q=630 \text{ м}^3/\text{час}$  и напорами  $H=75, 110, 225 \text{ м}$  при унифицированном диаметре рабочего колеса и КПД ступени

$\eta_{\text{ст.}}=0,891$  радиального исполнения.

Проектирование погружных насосных агрегатов радиального исполнения по полученным параметрам лопастей минимизирует осевой габарит насосной части при унификации радиального габарита и обеспечивает уменьшение вибронагруженности машины при детерминированной сборке ротора. В итоге обеспечивается минимизация износа щелевых уплотнений, уменьшение динамической составляющей осевой нагрузки, действующей на опорный подшипник, нагрузки на соединительную муфту, уменьшается общая колебательная мощность агрегата, что в

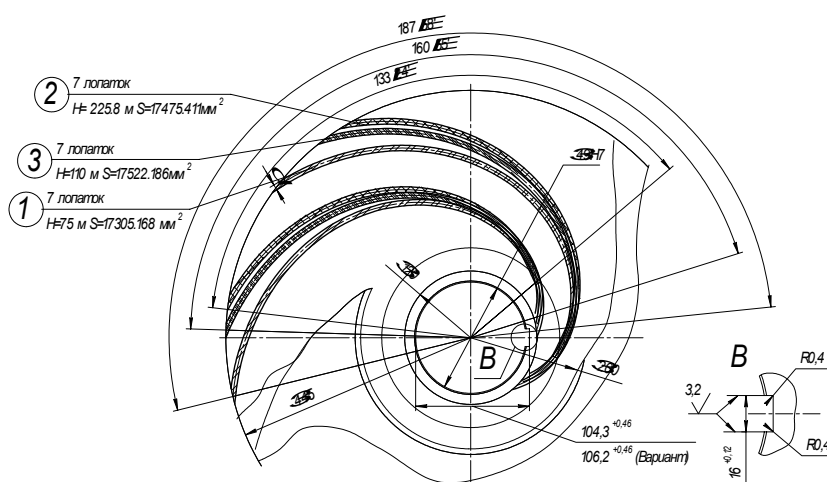


Рис. 11. Планы лопастей рабочих колес насоса типа АЗЕ-630.75, АЗЕ-630.110 и АЗЕ-630.225/5245

уменьшается общая колебательная мощность агрегата, что в

---

совокупности увеличивает надежность работы как погружного насоса, так и водоотливных установок в целом.

Надежность водоотливных комплексов должна обеспечиваться также широким использованием замковых соединений трубных свеч [19], гасителей гидравлического удара [20] и активного вибромониторинга [21] установок как для оценки их текущего состояния, так и прогнозирования возникновения аварийной ситуации.

### **Выводы и рекомендации.**

1. Опыт эксплуатации применяемых на закрывающихся шахтах Украины погружных насосных агрегатов отечественного и зарубежного производства с широкой вариацией конструкторско-технологического исполнения, различных типоразмеров, мониторинга их рабочих характеристик, вибропоказателей на основных кинематических частотах возбуждения вибрации, наработок на отказ по функционированию и параметрам, флюктуаций напряжения питающей сети не позволяют сделать однозначно положительный вывод о их работоспособности и высоком ресурсе.

2. К конструктивным особенностям используемых в настоящее время на шахтах Украины погружных насосов как отечественного, так и зарубежного производства можно отнести исполнение их проточной части на основе диагональных (полуосевых) рабочих колес, совмещение корпуса с лопаточным отводом, плавающими кольцевыми щелевыми уплотнениями, увеличенным количеством радиальных опорных узлов, сегментированным опорным подшипником. При прочих равных условиях диагональные лопаточные отводы, обеспечивая минимальные радиальные габариты и диаметры валов, приводят к относительному увеличению осевого габарита погружного насосного агрегата и, соответственно, росту виброактивности ротора, контактно-вибрационному износу, потере рабочих характеристик, уменьшению ресурса агрегата в целом.

3. Существенным недостатком диагональных лопаточных отводов является их малая функциональная способность переводить динамический напор в статический с минимизацией потерь на сопротивление, то есть с высоким КПД восстанавливать кинетическую энергию потока в энергию давления. В результате этого большая часть кинетической энергии потока остается невозстановленной и теряется на преодоление сопротивлений. Источником повышенных потерь напора является участок перехода потока в обратные каналы, так как отвод не имеет направляющих диффузорных каналов и поворот потока происходит при больших значениях скорости.

4. Проектирование погружных насосных агрегатов радиального исполнения по полученным параметрам лопастей минимизирует осевой габарит насосной части, унифицирует радиальный габарит и обеспечивает уменьшение вибронегативности машины при детерминированной сборке ротора. В итоге создаются условия для минимизации износа щелевых уплотнений, уменьшения динамической составляющей осевой нагрузки, действующей на опорный подшипник и соединительную муфту, уменьшается колебательная мощность агрегата, что в совокупности увеличивает надежность работы как погружного насоса, так и водоотливных установок в целом.

### **Литература**

1. Технологические нормы проектирования и правила эксплуатации погружных насосов для выдачи воды из стволов (скважин) ликвидируемых шахт / ОАО «Научно-исследовательский институт горной механики им. М.М. Федорова». – Донецк: НИИГМ им. М.М.Федорова, 2002. – 27 с.
2. Алиев Н.А Опыт применения и перспективы организации производства отечественных погружных насосных агрегатов для водоотливных комплексов ликвидируемых шахт / Н.А.Алиев, А.Н.Коваль, А.Ю.Дудченко // «Уголь-Mining technologies-2003»: матер. междуна. научн.-практич. конф. (Алчевск, 2003). – Алчевск, 2003. – С. 281-291.
3. Алиев Н.А. Перспективы организации и развития производства отечественных погружных насосных агрегатов для шахтных водоотливных комплексов / Н.А.Алиев, А.Ю.Дудченко, С.И. Мануйленко // Машиностроение и

- 
- техносфера XXI века: сб. тр. X междунар. научн.-технич. конф. – Том 1. – Донецк, 2003. – С. 14-23.
4. Алиев Н.А. Техника и технология организации водоотлива закрывающихся шахт / Н.А.Алиев, Б.А. Грядущий // Вісті Академії інженерних наук України. – №2(22). – Донецк, 2004. – С. 15-20
  5. Временные нормы технологического проектирования водоотливных комплексов с погружными насосными агрегатами, применяемых на ликвидируемых угольных шахтах: ВНТП 1–2000 / Минэнерго России. Комитет угольной промышленности. – Срок введ. с 01.01.2001 г. – 4 с.
  6. Алиев Н.А. Технологические аспекты разработки долговечных корпусно-секционных шахтных насосов горизонтальной и вертикальной компоновки / Н.А.Алиев, А.Ю.Дудченко, А.Е.Исаев, К.В.Дмитриенко // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок: сб. научн.тр. НИИГМ им. М.М.Федорова. – Вып.98. – Донецк, 2004. – С. 200-209.
  7. Алиев Н.А. Технологические основы создания высокоресурсных многосекционных насосов / Н.А.Алиев, Б.А.Грядущий // Уголь Украины. – 2004. – №10. – С.14-20.
  8. Алиев Н.А. Основы построения шахтных водоотливных комплексов закрывающихся шахт с погружными насосными агрегатами / Н.А.Алиев, М.В.Пономаренко, П.Н.Алиев // Форум Гірників-2008; матер. междунар. конф., 3-8 октября, г. Днепропетровск, 2008. – Днепропетровск, 2008. – С.62-74.
  9. Коваль А.Н. Опыт организации водоотливов и эксплуатации погружных насосных агрегатов на ликвидируемых шахтах / А.Н.Коваль, Н.А.Алиев, А.Ю. Дудченко и др. // Уголь Украины. – 2005. – №7. – С.43-48.
  10. Алиев П.Н. Техника и технология обеспечения надежности и безопасности водоотливных комплексов закрывающихся шахт / П.Н.Алиев // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок: сб. научн. тр. НИИГМ им. М.М.Федорова. – Вып.101. – Донецк, 2007. – С. 237-256.
  11. Пономаренко М.В. Анализ мониторинга водоотливных комплексов с погружными насосными агрегатами закрывающихся шахт Украины / М.В.Пономаренко // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок: сб. научн. тр. НИИГМ им. М.М.Федорова. – Вып. 102-103. – Донецьк, 2008-2009. – С. 90-112.
  12. Петренко С.Я. О необходимости создания надежных украинских погружных агрегатов для откачивания воды из стволов и скважин закрытых шахт / С.Я. Петренко // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок: сб. научн. тр. НИИГМ им. М.М.Федорова. – Вып. 104-105. – Донецьк, 2010-2011. – С. 510-517.
  13. Алиев Н.А. Концептуальные проблемы увеличения долговечности корпусно-секционных шахтных насосов / Н.А.Алиев // Форум Гірників-2007: матер. междунар. конф., 11-13 октября 2007 г., Днепропетровск. Днепропетровск, 2007. – С.73-84.
  14. Алиев Н.А. Технологическое обоснование методики сборки многосекционных шахтных насосов / Н.А.Алиев // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – Сер. горно-електромеханічна. – Вып. 51. – Донецк. 2002. – С. 3 - 9.
  15. Алиев Н.А. Вибромониторинг шахтных насосных агрегатов / Н.А.Алиев // Уголь Украины. - 2005. - №5. – С.33-36.
  16. Горгиджаниян С.А. Погружные насосы для водоснабжения и водопонижения / С.А. Горгиджаниян, А.И. Дягилев. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
  17. Дедков В.Н. Разработка метода расчета проточной части высоконапорных погружных шахтных насосов для создания параметрического ряда / В.Н.Дедков, О.Н.Хорев, Н.А.Алиев // Проблеми машиностроєння.– Том 9. –№2.– 2006. – Харьков: Ин-т проблем машиностроєння НАН України, 2006. – С.15-32.
  18. Алиев Н.А. Основы построения проточной части корпусно-секционных насосов с варьируемыми рабочими характеристиками / Н.А.Алиев // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – Сер. горно-електромеханічна. – Вып. 94. – Донецк, 2005. – С.35-46.
  19. Алиев Н.А. Соединительные элементы водоподъемных колонн с погружными насосными агрегатами / Н.А.Алиев // Прогрессивные технологии и системы машиностроєння: междунар. сб. научн. тр. – Донецк: ДонНТУ, 2007. – Вып.33 – С.3-14.
  20. Алиев Н.А., Грядущий Б.А., Алиев Д.Н. Техника и технология обеспечения безопасности шахтных водоотливных комплексов при нестационарных гидродинамических процессах в трубопроводах / Н.А.Алиев, Б.А.Грядущий, Д.Н.Алиев // Пути повышения безопасности горных работ в угольной отрасли: материалы научн.-практич. конф. – Макеевка, Святогорск, 2004. – С.418-420.
  21. Алиев Н.А. Диагностика корпусно-секционных насосных агрегатов с прогнозируемым распределением неуравновешенных масс на роторе / Н.А.Алиев // Прогрессивные технологии и системы машиностроєння: междунар. сб. научн. тр. – Вып. 29. – Донецк: ДонНТУ, 2005.–С. 12-23.

*Статья рекомендована к публикации  
докт. техн. наук Кияшко Ю.И.*