

## **ИСПЫТАНИЯ НАСОСА С САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИМСЯ РОТОРОМ НА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ СТЕНДЕ**

**С.А. Горовой**, доцент Сумского НАУ

### **Постановка проблемы в общем виде**

Статистические данные указывают на то, что на долю уплотнительных узлов и внешних подшипниковых опор приходится до 70% всех аварийных случаев центробежных насосов [1]. Научно - исследовательские работы по анализу влияния бесконтактных уплотнений роторов центробежных машин на их динамические свойства позволили сформулировать концепцию насоса с самоустанавливающимся рабочим колесом. Роль опор ротора играют щелевые уплотнения. Несущий вал традиционной конструкции преобразовался в торсион для передачи крутящего момента от привода на рабочее колесо. Источником рабочей среды для создания дросселируемого перепада давления на опорах - уплотнениях является сам насос, подающий часть перекачиваемой жидкости под давлением нагнетания к узлам бесконтактных уплотнений, а основной поток направляется потребителю, составляя полезную подачу насоса.

### **Анализ последних достижений и публикаций**

Расчетные и экспериментальные данные, определяющие величины и направления гидродинамических сил в бесконтактных уплотнениях проточной части центробежных насосов, в завершеном виде приведены в работах [2,3]. Достаточно полная характеристика радиальной силы со стороны отвода центробежного насоса представлена в работах [4,5,6]. Гидродинамические силы в уплотнениях могут привести как к автоколебаниям ротора, так и существенно уменьшить вибрационную активность агрегата в целом [2,3]. Теоретические и экспериментальные исследования, представленные в работе автора [7], дали обоснование и

опытное подтверждение возможности бесконтактной работы самоцентрирующегося ротора в щелевых уплотнениях при дросселировании на последних необходимого перепада давления рабочей жидкости.

### **Цель статьи**

С использованием методики расчета элементов проточной части центробежного насоса с самоустанавливающимся рабочим колесом был спроектирован опытный образец. Для практической отработки конструктивных элементов модернизированного насоса, воспринимающих радиальные и осевые гидродинамические нагрузки был создан экспериментальный стенд, на котором воспроизводился процесс работы насосного агрегата в условиях эксплуатации. Помимо прямых испытаний на принципиальную работоспособность насоса с совмещенными опорами - уплотнениями экспериментальная установка позволила провести снятие энергетической характеристики и измерение амплитуд колебаний ротора в уплотнениях при различных конструктивных комбинациях в геометрических размерах последних.

### **Изложение основного материала исследований**

Экспериментальный насос со щелевыми опорами - уплотнениями был разработан на базе серийно выпускавшегося насоса 2 К - 6 (в дальнейшем насос К 20/30 Китайского насосного завода). Параметры исходного насоса: подача:  $Q = 20 \text{ м}^3/\text{ч}$ , напор:  $H = 30 \text{ м}$  вод.столба, частота вращения электродвигателя:  $n = 2920 \text{ об/мин}$ , потребляемая мощность:  $P = 2,5 \text{ кВт}$ , коэффициент быстроходности:  $n_s = 62$ , масса колеса:  $m = 2,5 \text{ кг}$ ; рабочий радиальный зазор в цилиндрических щелевых уплотнениях:  $h_0 = 0,2 \text{ мм}$ .

Модернизированный насос был включен в схему испытательного гидравлического стенда рис. 1.

Расход жидкости в гидравлической петле стенда через насос измерялся расходомерным устройством из измерительного комплекса "Turbo Quant" типа НГ 75/63-135-61А001. Давление нагнетания насоса, давление на входе перед щелевыми опорами - уплотнениями и давление в камерах устройств

авторазгрузки насоса регистрировалось пружинными манометрами класса точности 1,5 с пределом измерений 0 - 6 бар. Изменение расхода осуществлялось регулировочным вентилем на напорном трубопроводе. Петля стенда запитывалась из бака емкостью 6 м<sup>3</sup>. Приводом стенда служил асинхронный электродвигатель переменного тока мощностью 10 кВт, частотой вращения 2920 об/мин, запитывавшийся от трехфазной сети с фазным напряжением 220 В. Сигналы с токовихревых датчиков перемещений обрабатывались универсальным прибором “Вибропорт” фирмы “Брюль и Кьер”, а их форма регистрировалась на экране электроннолучевого осциллографа типа С 1 - 68. Частота вращения вала электродвигателя и одновременно насоса измерялась стробоскопическим датчиком прибора “Вибропорт” (точность измерений 1 об/мин).

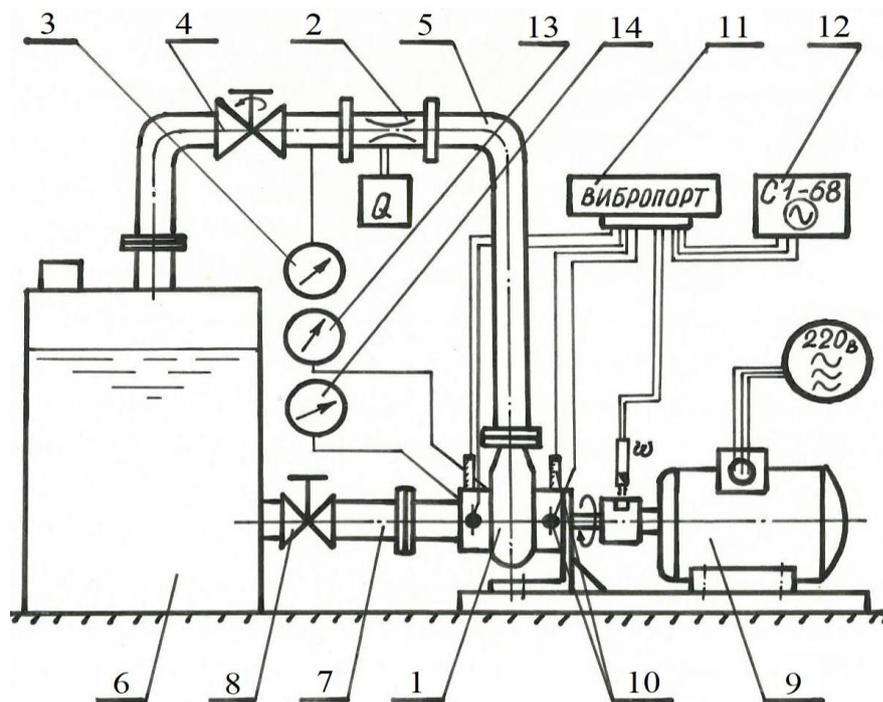


Рис. 1. Схема испытательного гидравлического стенда:

- 1- насос, 2 - расходомерное устройство, 3 - манометр напорный,  
 4 - вентиль напорный, 5 - трубопровод напорный, 6 - емкость с жидкостью,  
 7 - трубопровод всасывающий, 8 - задвижка входная,  
 9 - электродвигатель, 10 - датчики перемещений (ТВД), 11 - “Вибропорт”,  
 12 – осциллограф С 1 - 68, 13,14 – манометры.

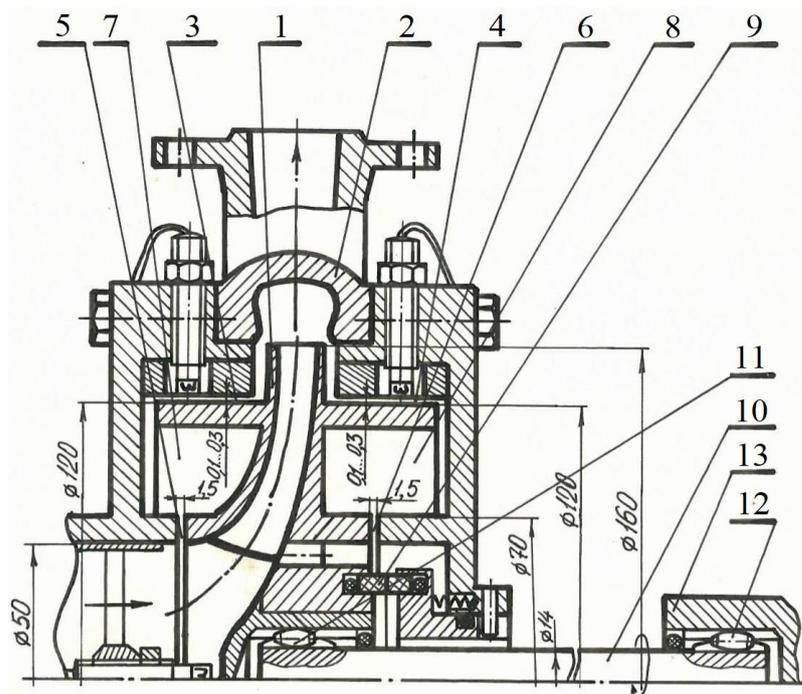
В процессе испытаний насосного агрегата на стенде регистрировались следующие параметры:

- подача насоса: от 0 до 30 м<sup>3</sup>/ч;
- напор (давление): от 0 до 32 м вод. столба;
- частота вращения электродвигателя: от 2900 до 2950 об/мин;
- перепад давления на радиальных щелевых уплотнениях насоса;
- давление в камерах устройства авторазгрузки.

С помощью специальных токовихревых датчиков перемещений фиксировались малые радиальные и осевые перемещения поверхностей рабочего колеса в определенных точках, а именно:

- амплитуда осевых колебаний торцевого выступа рабочего колеса в его входной воронке;
- амплитуда и фаза радиально - угловых колебаний рабочего колеса в цилиндрических щелевых опорах - уплотнениях.

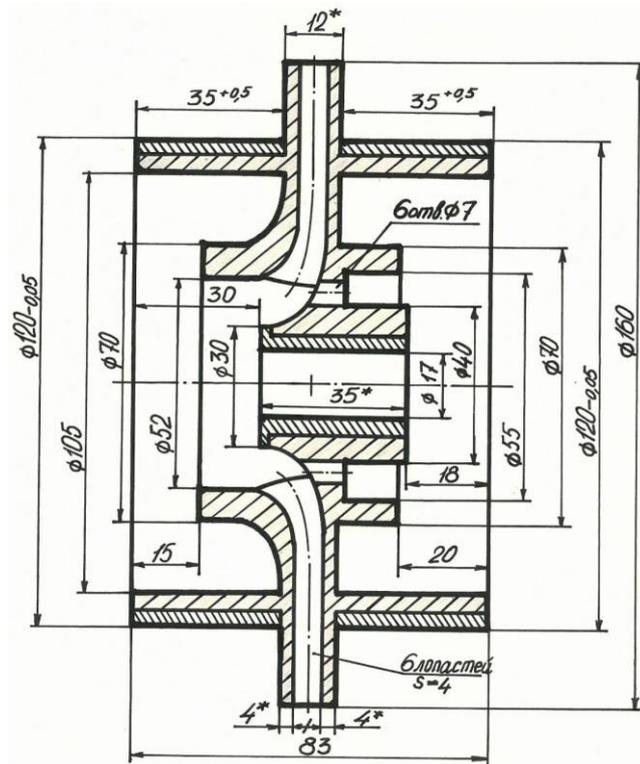
Конструкция модернизированного насоса (рис.2) позволяет рабочему колесу самоустанавливаться как в осевом, так и в радиальном направлениях по отношению к корпусу. Выполнение опорных щелевых уплотнений на одинаковом радиусе позволяет максимально снизить осевую гидравлическую неуравновешенность колеса, а применение двусторонней автоматической разгрузки осевых усилий на торцевых щелях и в камерах авторазгрузки - добиться полного осевого самоуравновешивания рабочего органа. Концевое уплотнение торцевого типа надежно предотвращает утечки рабочей жидкости из проточной части насоса и не препятствует малым перемещениям самоустанавливающегося колеса в радиальных и торцевых зазорах щелевых уплотнений. Вал малого сечения передает крутящий момент от электродвигателя на рабочее колесо через два упрощенных карданных шарнира, тем самым устраняя жесткостное влияние муфты привода на рабочее колесо.



**Рис. 2. Меридианальный разрез модернизированного насоса 2 К - 6:**

1 - колесо рабочее, 2 - корпус насоса, 3,4 - щелевые опоры - уплотнения, 5,6 - торцовые дроссели, 7,8 - камеры устройства авторазгрузки осевых сил, 9 - концевое уплотнение, 10 - вал приводной, 11,12 - карданные шарниры, 13 - корпус муфты привода.

На рис. 3 изображен меридианальный разрез модернизированного рабочего колеса. Размеры его несущих щелевых уплотнений были рассчитаны по методике, изложенной в работе автора [7], а также с учетом зависимостей для радиальной силы со стороны спирального отвода по данным работ [5,6]. При расчете гидростатической жесткости щелей учитывался силовой запас по несущей способности для постоянно действующих на рабочее колесо силы тяжести и радиальной гидравлической силы со стороны отвода. Также при расчете радиальных размеров боковых пазух колеса учитывалось требование эффективной осевой авторазгрузки рабочего органа от остаточных неуравновешенных осевых гидравлических сил и сил упругого поджатия пружин концевое торцевого уплотнения.



**Рис. 3. Меридианальный разрез модернизированного рабочего колеса насоса 2 К - 6**

Осейвой и экваториальный моменты инерции модернизированного рабочего колеса составили значения:

$$I_o = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad I_s = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Отношение:  $I_o / I_s = 0,55$  свидетельствует о дисковой конфигурации колеса, в этом случае влияние гироскопического момента повышает устойчивость колеса относительно угловых колебаний. Была произведена оценка значений собственных частот радиальных и угловых колебаний рабочего колеса модернизированного насоса. Расчеты производились для таких параметров:

$$L_{\text{упл.}} = 30 \text{ мм}, \quad L = 23 \text{ мм}, \quad h_0 = 0,2 \text{ мм}, \quad R_{11} = R_{12} = 60 \text{ мм}, \quad \Delta P_{\text{ц}} = 0,16 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$K_s = 4,7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}, \quad \bar{K}_s = 4,7 \cdot 10^4 \text{ Н},$$

$$\alpha_e = 2,165 \cdot 10^3 \text{ Н}, \quad \beta_v = 71 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Значения собственных частот с учетом отсутствие жесткости вала привода вычислялись по формулам работы [8]:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{2K_s}{m}}, \quad \omega_v = \sqrt{\frac{2(-\alpha_e L - \beta_v + K_s L^2 + \bar{K}_s L)}{2m_* L^2 + 2\bar{m}_* L + I_3}}$$

Имеем:  $\omega_e = 560 \text{ с}^{-1}$  (5345 об/мин) - собственная циклическая частота радиальных колебаний,

$\omega_v = 725 \text{ с}^{-1}$  (6923 об/мин) - собственная циклическая частота угловых колебаний.

Рабочая частота вращения экспериментального насоса составляет 2920 об/мин, следовательно, агрегат работает до критической частоты радиальных и угловых колебаний.

Перед проведением рабочих испытаний центробежное рабочее колесо насоса в сборе с уплотнениями статически балансировалось до величины статического дисбаланса  $1,5 \cdot 10^{-4}$  кг·м ( 2 г на радиусе 80 мм). В процессе испытаний модернизированного насоса исследовались режимы пуска - останова, производилось частичное снятие напорной характеристики (номинальная подачи + 20% в сторону увеличения расхода и - 30% сторону уменьшения); изменялась длина щелевых уплотнений от 30 мм до 20 мм с шагом 5 мм; радиальный зазор в щелях принимал значения 0,2 мм, 0,3 мм и 0,4 мм; осевой ход варьировался от 2 мм до 4 мм с шагом 1 мм. Также велись измерения и наблюдения за формой и амплитудой радиально - угловых колебаний рабочего колеса в щелевых опорах - уплотнениях; одновременно регистрировался осевой ход рабочего органа.

### **Выводы**

Проведенные стендовые испытания модернизированного насоса позволили сделать следующие заключения:

1) режимы пуска рабочего колеса насоса протекали без резкого возрастания амплитуды колебаний в щелевых уплотнениях (наблюдалось по форме траектории на экране осциллографа). “Всплытие” рабочего колеса в

опорах - уплотнениях наступало практически синхронно с выходом насоса на рабочие параметры;

2) выбег рабочего колеса после выключения электродвигателя плавный, в самом конце выбега на экране осциллографа наблюдалась характерная траектория обкатки ротора в щелевых опорах - уплотнениях;

3) напорная характеристика модернизированного насоса в диапазоне подач от - 30% до + 20% от номинальной практически ничем не отличалась от рабочей характеристики базового варианта ( рис. 4);

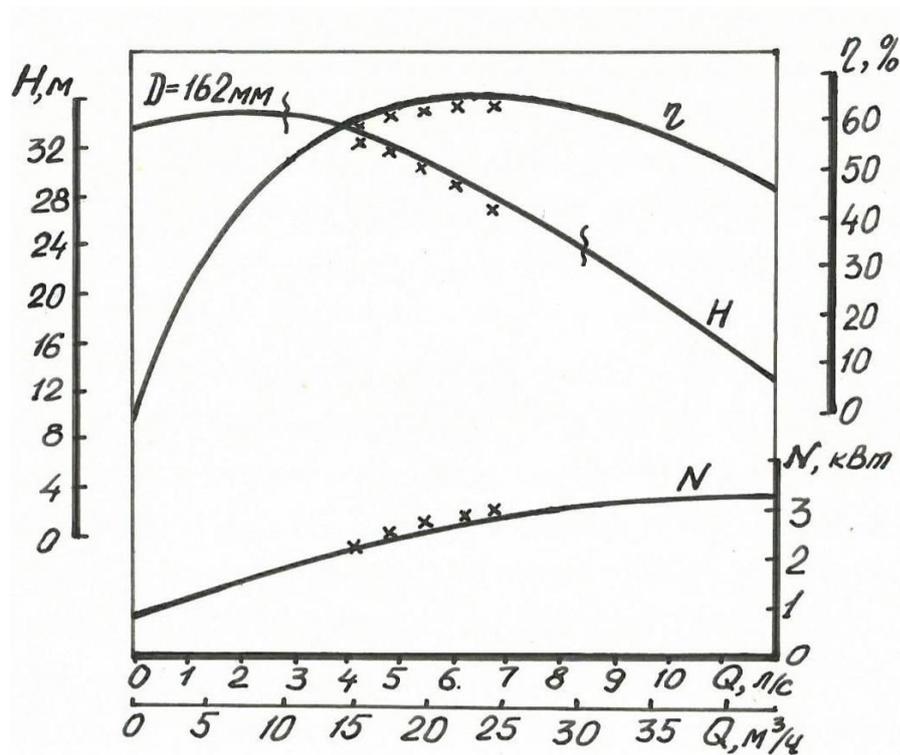


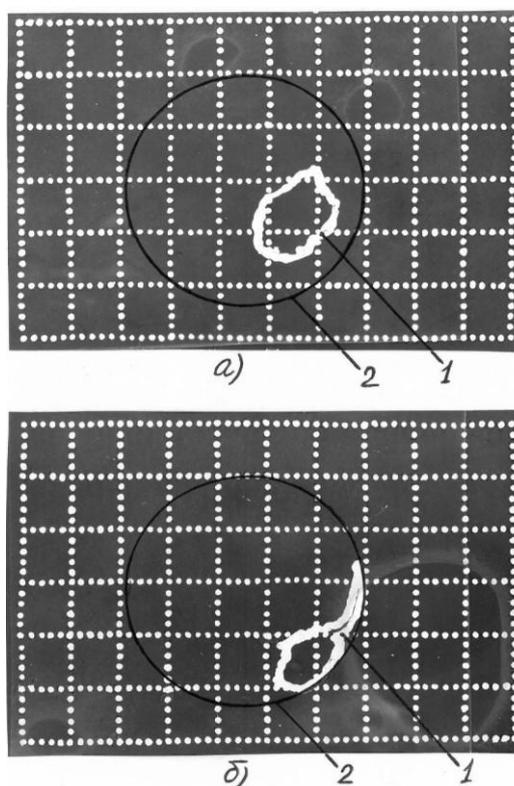
Рис. 4. Энергетические характеристики исходного и модернизированного насоса 2 К - 6:

----- - характеристики исходного насоса 2 К- 6 по данным работы [49],  
 x x x x x - экспериментальные точки модернизированного насоса ( $h_0 = 0,2$  мм).

4) характерные траектории движения точек поверхностей роторных втулок щелевых уплотнений под датчиками перемещений приведены на рис. 5. Внешний вид кривых свидетельствует о том, что в небольшом диапазоне подач - напоров колесо “ всплывает” в опорах - уплотнениях,

совершая вынужденные радиально - угловые колебания с малой амплитудой, при этом траектория движения близка к круговой;

5) симметричная конструкция ротора - колеса в меридианальном сечении и значительное превышение диаметральных размеров над осевыми послужили причиной, в основном, радиальных колебаний ротора в опорах - уплотнениях. Осевые колебания колеса при полной автаразгрузке осевых сил на установившихся режимах являлись фактически торцовым биением под датчиком осевых перемещений (до 0,05 мм);



**Рис. 5. Траектории движения точек поверхностей роторных втулок щелевых уплотнений под датчиками перемещений:**

а) - режим номинальной подачи + 5% ... -10%,

б) - режим перегрузки по подаче до + 30% от номинальной,

1 - кривая движения ротора под датчиками перемещения,

2 - теоретическая кривая обкатки ротора по втулке уплотнения.

б) изменение длины щелевых опор - уплотнений в диапазоне изменения относительных размеров длины щели:  $30/20 = 1,5$  привело к

некоторому уменьшению амплитуд колебаний для более длинного варианта щелевого уплотнения;

7) варьирование зазором в щелевых уплотнениях от 0,2 мм до 0,4 мм на сторону существенно отразилось на величине амплитуды радиально - угловых колебаний рабочего колеса. При этом форма движения точек поверхности колеса под датчиками радиальных перемещений оставалась все время близка к круговой, а амплитуда колебаний при увеличении зазора до максимального выросла почти в 2,5 раза;

8) модернизированный насос в составе экспериментального стенда устойчиво функционировал на протяжении семи суток непрерывной работы на номинальном режиме.

## **ИСПЫТАНИЯ НАСОСА С САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМСЯ РОТОРОМ НА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ СТЕНДЕ**

**С.А. Горовой**

**Аннотация.** Гидродинамические силы в щелевых уплотнениях центробежных насосов играют ведущую роль в стабилизации вибрационной активности роторов насосов. Бесконтактные уплотнения проточной части могут выполнять функции внутренних опорно - уплотнительных узлов центробежного насоса. Ротор - колесо насоса самоустанавливается в симметричных щелевых уплотнениях под действием гидродинамических сил и моментов. По предложенной автором методике расчета элементов проточной части центробежного насоса со щелевыми опорами - уплотнениями был создан насос с самоустанавливающимся рабочим колесом. Модернизированный агрегат прошел длительные гидравлические испытания на экспериментальном стенде.

**Ключевые слова.** Центробежный насос, щелевое уплотнение, опора-уплотнение, расход жидкости, давление жидкости, гидродинамические силы, самоустанавливающийся ротор, экспериментальный стенд.

# **ВИПРОБУВАННЯ НАСОСА З САМОВСТАНОВЛЮЮЧИМСЯ РОТОРОМ НА ДОСЛІДНОМУ СТЕНДІ**

**С.О. Горовий**

**Анотація.** Гідродинамічні сили в шпаринних ущільненнях відцентрових насосів відіграють суттєву роль в стабілізації вібраційної активності роторів насосів. Безконтактні ущільнення проточної частини можуть виконувати функції внутрішніх опорно - ущільнювальних вузлів відцентрового насоса. Ротор - колесо насоса самовстановлюється в симетричних шпаринних ущільненнях під дією гідродинамічних сил та моментів. Згідно запропонованої автором методики розрахунку елементів проточної частини відцентрового насоса зі шпаринними опорами - ущільненнями був створений насос з самовстановлюючимся робочим колесом. Модернізований агрегат пройшов тривалі гідравлічні випробування на дослідному стенді.

**Ключові слова.** Відцентровий насос, шпаринне ущільнення, опора – ущільнення, виток рідини, тиск рідини, гідродинамічні сили, самовстановлюючийся ротор, дослідний стенд.

## **TESTS THE PUMP WITH A SELF - ADJUSTING IMPELLER ON AN EXPERIMENTAL STAND**

**S.A. Gorovoy**

**Summary.** Hydrodynamic forces in slit seals of centrifugal pumps play a leading role in stabilizing the vibration activity of pump rotors. Non - contact seals of the flow part can perform the functions of the internal support - sealing units of a centrifugal pump. Rotor - pump wheel self-aligning in symmetrical gap seals under the action of hydrodynamic forces and moments. According to the method proposed by the author for calculating the elements of the flow - through part of a centrifugal pump with slotted supports - seals, a pump with a self - adjusting impeller was created. The upgraded unit underwent lengthy hydraulic tests on an experimental stand.

**Keywords.** Centrifugal pump, slit seal, support - seal, fluid flow, fluid pressure, hydrodynamic forces, self - rotating rotor, experimental stand.

### Список литературы

1. Гроховский Д.В. Динамика центробежных многоступенчатых насосов / Д.В. Гроховский. Обзорная информация / Сер.ХМ-4.-М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. - 56 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. / В.А. Марцинковский - М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
4. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы / А.И. Степанов - М.: Машгиз, 1960. - 464 с.
5. Шемель В.Б. Исследование радиальных сил в центробежных насосах / В.Б. Шемель, Р.М. Агульник - труды ВИГМ, вып. XXIV.- М.: Машгиз, 1959. - с. 26-37.
6. Михайлов А.А. Лопастные насосы / А.А. Михайлов, В.В. Малюшенко - М.: Машиностроение, 1977. - 192 с.
7. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций «безвальных» центробежных насосов /Дис...канд. техн. наук. - Сумы, 1995. - 233 с.

### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

**Горовой Сергей Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры охраны труда и физики Сумского НАУ. Домашний адрес: Украина, 40004, г. Сумы, ул. Новоместенская, д. 24, кв. 42. Телефон: (+38) 096 432 577 4, эл.почта: [gorovyj64.@gmail.com](mailto:gorovyj64.@gmail.com).