

С.А. Горовой, к.т.н., доцент, (Сумской национальный аграрный университет, г. Сумы, Украина)

Испытания насоса с самоустанавливающимся ротором на экспериментальном стенде

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 щельноопорных узлах 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.

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

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

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.

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 самоцен-

трирующегося 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 энергетичной 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 выпускаемого 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: $ns = 62$, 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 м³. 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 токовых датчиков перемещений обрабатывались универсальным прибором "Вибропорт" фирмы "Брюль и Кьер", а их форма регистрировалась на экране электронно-лучевого осциллографа типа С 1-68. Частота вращения вала электродвигателя и одновременно насоса измерялась стробоскопическим датчиком прибора "Вибропорт" (точность измерений 1 об/мин).

В процессе испытаний насосного агрегата на стенде регистрировались следующие параметры:

- подача насоса: от 0 до 30 м³/ч;
- напор (давление): от 0 до 32 м вод. столба;
- частота вращения электродвигателя: от 2900 до 2950 об/мин;

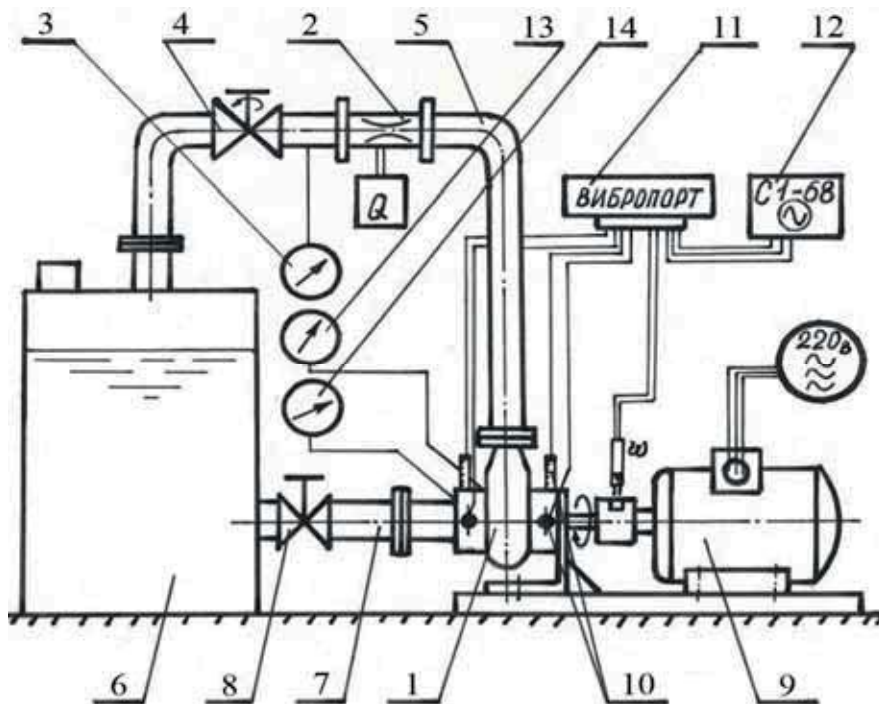


Рис. 1. Схема испытательного гидравлического стенда:
1 - насос, 2 - расходомерное устройство, 3 - манометр напорный, 4 - вентиль напорный, 5 - трубопровод напорный, 6 - емкость с жидкостью, 7 - трубопровод всасывающий, 8 - задвижка входная, 9 - электродвигатель, 10 - датчики перемещений (ТВД), 11 - "Вибропорт",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

- перепад давления на радиальных щелевых уплотнениях насоса;
- давление в камерах устройства авторазгрузки.

С помощью специальных токовых 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 жесткое влияние муфты привода на рабочее колесо.

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 зависимо-

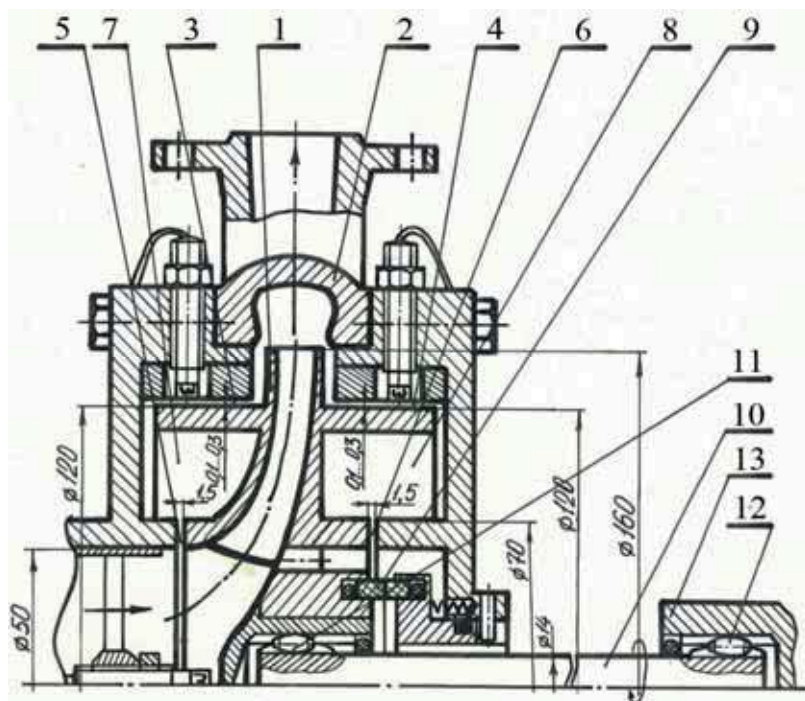


Рис.2. Меридианальный разрез модернизированного насоса 2К-6:

- 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

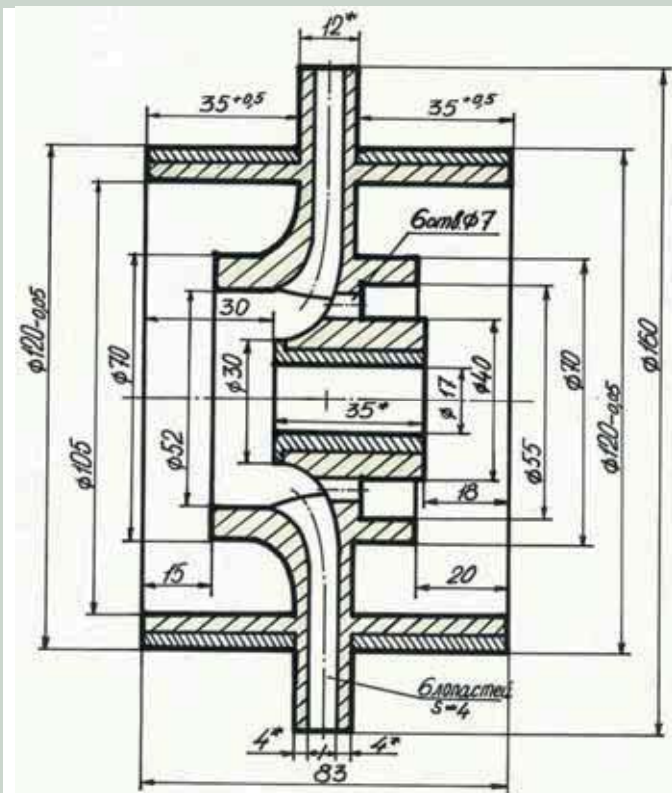


Рис. 3. Меридианальный разрез модернизированного рабочего колеса насоса 2К-6

стей 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.

Осевой и экваториальный моменты инерции модернизированного рабочего колеса составили значения:

$$I_0 = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2, = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Отношение: $I_0/I_3 = 0,55$ 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:

$$\begin{aligned} L_{\text{упл.}} &= 30 \text{ мм}, L = 23 \text{ мм}, h_0 = 0,2 \text{ мм}, \\ R_{\text{ц1}} &= R_{\text{ц2}} = 60 \text{ мм}, \Delta P_{\text{у}} = 0,16 \cdot 10^6 \text{ Па}, \\ K_s &= 4,7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}, \bar{K}_s = 4,7 \cdot 10^4 \text{ Н}, \\ \alpha_e &= 2,165 \cdot 10^3 \text{ Н}, \beta_v = 71 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

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

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

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 эксперименталь-

ного 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 $1,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}$ (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);

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

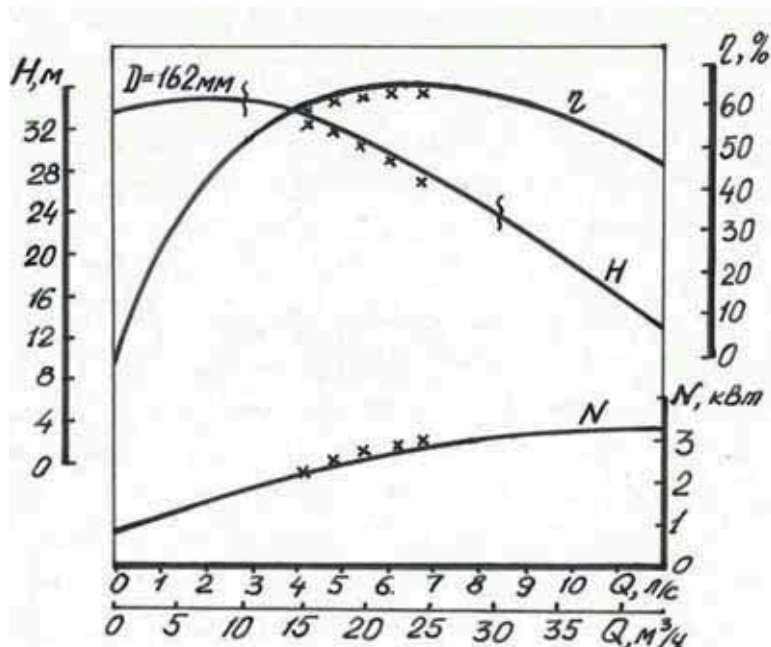


Рис. 4. Энергетические характеристики исходного и модернизированного насоса 2К-6: ———— характеристики исходного насоса 2К-6 по данным работы [49]; × × × × × - экспериментальные точки модернизированного насоса ($h_0 = 0,2 \text{ мм}$).

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

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

6) 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

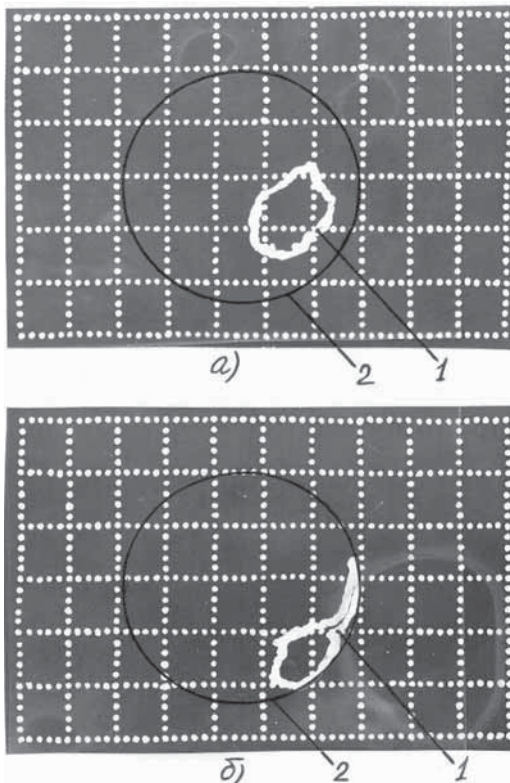


Рис. 5. Траектории движения точек поверхностей роторных втулок щелевых уплотнений под датчиками перемещений:

- 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.

раза;

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

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.: Машигиз, 1960. - 464 с.
5. Шемель В.Б. Исследование радиальных сил в центробежных насосах / В.Б. Шемель, Р.М. Агульник - труды ВИГМ, вып. XXIV.- М.: Машигиз, 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.

Компреол

www.orelcompressormash.ru

Смазочные Масла Компреол ШН, Компреол С, Компреол ХС, Компреол НГ

г. Орел, ул. Цветаева 1Б, Россия
 тел.: +7 (4862) 42-11-59
 факс.: +7 (4862) 42-11-59



ГРУППА КОМПАНИЙ
«ОРЕЛКОМПРЕССОРМАШ»

e-mail: info@orelcompressormash.ru



лидер турбокомпрессорного машиностроения

ПОЛТАВСКИЙ ТУРБОМЕХАНИЧЕСКИЙ ЗАВОД

предприятие основано в 1889 году

УКРАИНА, 36029

г. Полтава, ул. Зеньковская, 6

тел.: +38 /0532/ 51 14 35

тел./факс: +38 /0532/ 51 16 91

e-mail: market@ptmz.com.ua

www.ptmz.com.ua

Традиции, проверенные временем

- компрессоры широкого спектра применения
- узлы и детали турбин
- передвижные дизельные сварочные агрегаты
- насосные агрегаты
- маслоочистители

- проектирование
- энергоаудит
- изготовление
- сервисное обслуживание



BUREAU VERITAS
Certification



ISO 9001
ISO 14001