

верка условий прочности шпонки. Доля осевой силы $F - F_M$ может быть компенсирована соответствующим конструктивным решением.

Рассмотрим конкретный пример. Требуется подобрать посадку с натягом косоугольного колеса с ведомым валом редуктора. Соединение нагружено вращающим моментом $M = 420$ Нм и осевой силой $F = 600$ Н. Диаметр и длина посадочной поверхности соответственно равны: $d = 55$ мм, $l = 65$ мм. Наружный диаметр ступицы $d_2 = 90$ мм; вал сплошной ($d_1 = 0$); материал вала – сталь 45 ($\sigma_{T1} = 280$ Н/мм²), колеса – сталь 40Х ($\sigma_{T2} = 600$ Н/мм²). Сборка осуществляется запрессовкой.

При расчете соединения с натягом общепринято не учитывать шпонку. Среднее контактное давление определяется, принимая коэффициент запаса сцепления $k = 3$ и коэффициент трения $f = 0,07$:

$$p = \frac{3 \sqrt{600^2 + \left(\frac{2 \cdot 420 \cdot 10^3}{55} \right)^2}}{0,07 \cdot \pi \cdot 55 \cdot 65} = 58,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Согласно ГОСТ 23360-78 по заданному диаметру вала выбираем призматическую шпонку с параметрами: ширина $b = 16$ мм, высота $h = 10$ мм, глубина паза в ступице $t_2 = 4,3$ мм. Произведем расчет напряжений в углах шпоночного паза. По формулам (3), (4) имеем:

$$Q = \frac{1}{2} p \cdot dl = \frac{1}{2} 58,3 \cdot 55 \cdot 65 = 104,2 \text{ кН,}$$

$$r_Q = \frac{1}{2} d \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} \ln \frac{d_2}{d} \right) =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 55 \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{1 - \left(\frac{55}{90} \right)^2} \ln \frac{90}{55} \right) = 35,37 \text{ мм}$$

Величина h_1 находится из выражения:

УДК 621.65/68

Голуб М.В., Голуб В.М.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ СЕКЦИОННЫХ НАСОСОВ И ИХ ЗАВИСИМОСТЬ ОТ СОСТОЯНИЯ УПЛОТНЕНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС

Межступенчатые щелевые уплотнения рабочих колес и разгрузочные устройства осевых сил давления действующих на ротор являются одними из основных элементов определяющих энергетические показатели, долговечность и надежность центробежных многоступенчатых секционных насосов.

Голуб Михаил Владимирович, д.т.н., профессор каф. машиноведения Брестского государственного технического университета. Голуб Владимир Михайлович, к.т.н., доцент каф. машиноведения Брестского государственного технического университета. Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

$$h_1 = \frac{d_2}{2} - \frac{d}{2} - t_2 = \frac{90}{2} - \frac{55}{2} - 4,3 = 13,2 \text{ мм. Эксцентриситет равнодействующей находится из (5):}$$

$$e = \frac{90}{2} - \frac{13,2}{2} - 35,37 = 3,03 \text{ мм. Принимая } k_\sigma = 2,25$$

$$[7], \text{ по (6), (7) имеем:}$$

$$\sigma_B = k_\sigma \left(\frac{Q}{h_1 l} + \frac{6 Q e}{l h_1^2} \right) =$$

$$= 2,25 \left(\frac{104,2 \cdot 10^3}{13,2 \cdot 65} + \frac{6 \cdot 104,2 \cdot 10^3 \cdot 3,03}{65 \cdot 13,2^2} \right) = 650 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Как видно, $\sigma_B > \sigma_T$.

Уменьшая глубину шпоночного паза, найдем h_1^* из (10):

$$h_1^* = - \frac{2 \cdot 104,2 \cdot 10^3}{65 \cdot 600} \times$$

$$\times \left(1 - \sqrt{1 + \frac{3 \cdot 65 \cdot 600}{2,25 \cdot 104200} (90 - 2 \cdot 35,37)} \right) = 13,6 \text{ мм}$$

Принимаем $h_1 = 13,7$ мм. Глубина шпоночного паза в теле ступицы будет: $t_2 = 3,8$ мм. В соответствии со стандартом шпонка должна иметь размеры: $b = 14$ мм, $h = 9$ мм. Далее подбор посадки осуществляется по общепринятой схеме.

Таким образом, в данной работе уточняется расчет соединений деталей с натягом и шпонкой. Особенностью предложенного подхода является расчет напряжений в углах шпоночного паза охватываемой детали. Как показывает практика, (рис. 1) эти напряжения, не учитываемые в традиционных расчетах, могут привести к разрушению соединения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.- 496с.
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2002.- 408с.
3. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2002.-408с.
4. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. – М.: Машиностроение, 1981.-223с.
5. http://sutr.ru/templates/product_and_service prp.2.pid-126
6. Gear Crack Propagation Path Studies – Guidelines Developed for Ultrasafe Design NASA/TM-2002-211126. <http://www.grc.nasa/www/RT2001/5000/59501/lewicki.html>.
7. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991.- 319с.

ного распределения по ступеням и влияние на объемный, гидравлический и общий коэффициент полезного действия насосов.

Объемные потери внутри насоса зависят от типа межступенчатых уплотнительных устройств. В центробежных насосах типа ЦНС-150 и ЦНС-180 и др. для предотвращения объемных и гидравлических потерь между ступенями, применяются два типа щелевых уплотнений: лабиринтные двухщелевые или трехщелевые на входе потока жидкости в рабочее колесо и однощелевые между ступенями рабочих колес [2].

Осмотр насосов, выведенных на капитальный ремонт, показал, что детали щелевых уплотнений имеют большой износ, который обусловлен следующими причинами:

- наличие абразивных примесей в перекачиваемой среде, ее высокая минерализация и химическая агрессивность;
- эксцентричная установка ротора в корпусе насоса и дисбаланс ротора, вызывающие вибрацию насоса;
- износ диска и подушки устройства гидравлического уравновешивания осевых сил давления, действующих на ротор насоса, приводящий к большому (более 5 мм) его осевому разбегу.

Проведенные измерения линейного износа рабочих поверхностей уплотнительных колец и ступиц рабочих колес, составляющих щелевые уплотнения насосов, показали значительные различия величин износа по ступням колес. На рис. 1 приведены среднеарифметические значения величин линейного износа по одноименным ступеням, отдельно для уплотнительных колец и ступиц рабочих колес 20 обследованных насосов типа ЦНС-150-100.

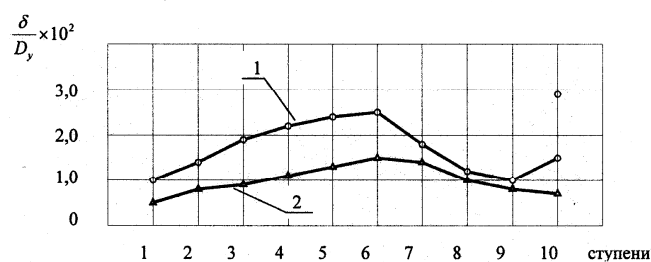


Рис. 1. Распределение по ступеням износа элементов щелевых уплотнений насоса:

1 – линейный износ уплотнительных колец, приведенный к диаметру; 2 – линейный износ ступиц рабочих колес, приведенный к диаметру;

δ – линейный износ, мм; D_y – средний диаметр щелевого уплотнения, мм.

Максимальный износ щелевых уплотнений приходится на среднюю пятую и шестую ступени, а абсолютная средняя величина зазора для этих ступеней составила 1,2...1,5 мм на сторону. Первоначальная величина зазора щелевого уплотнения составляла 0,17...0,3 мм. Такое значительное увеличение щели в уплотнении, как показывают расчеты, снижает коэффициент полезного действия насосов на 10...20 %.

Износ щелевых уплотнений десятой (последней ступени можно объяснить эрозионно-кавитационным разрушением втулки и ступицы разгрузочного диска). Износ втулки по длине неравномерный. Большой износ втулки отмечается со стороны ступицы десятого рабочего колеса, с постепенным снижением к середине втулки, и с последующим увеличением в сторону диска разгрузки. В некоторых случаях втулки практически разрушены эрозией.

Выполнены расчеты величин протечек жидкости через щелевые уплотнения рабочих колес уплотнений и утечки через зазоры между ступицей и втулкой устройства разгрузки осевых сил давления. На рис. 2 приведены графики измене-

ния утечки по мере износа деталей уплотнений и увеличения радиальных зазоров уплотнений.

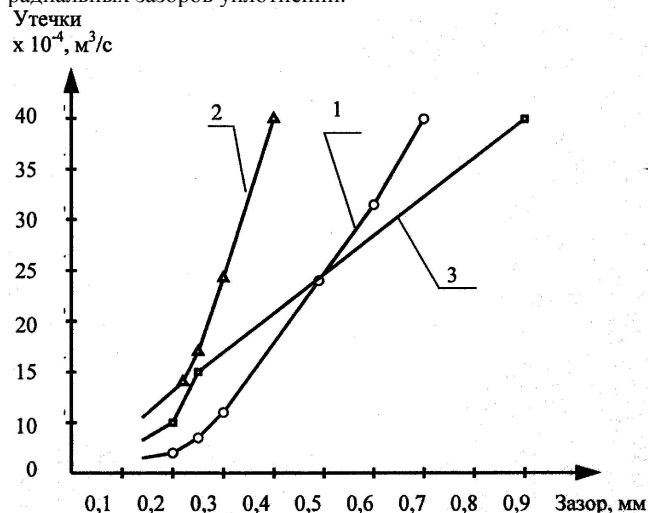


Рис. 2. Графики изменения утечек с увеличением величины зазора щелевых уплотнений: 1 – для гладких щелевых уплотнений; 2 – утечки по втулке гидроразгрузки; 3 – для передних лабиринтных уплотнений.

Разработана конструкция межступенчатого щелевого уплотнения, устанавливаемого в зоне средней ступени секционного насоса. Щелевое уплотнение такой конструкции является одновременно и радиальной опорой ротора. Радиальная опора (рис. 3) представляет собой втулку 2, на внутренней поверхности которой нанесен износостойкий композиционный материал.

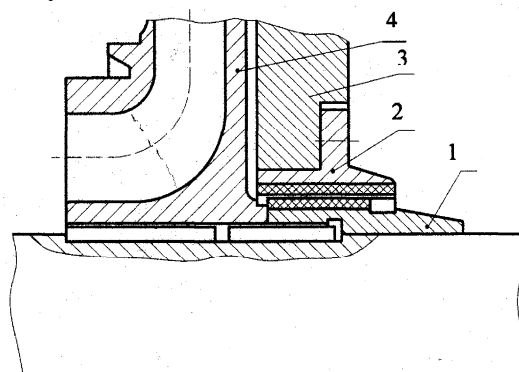


Рис. 3. Промежуточная радиальная опора центробежного насоса. 1 – ступица рабочего колеса, наплавленный материал ТМ-1; 2 – втулка радиальной опоры, наплавленный материал ТМ-1; 3 – направляющий аппарат; 4 – рабочее колесо.

Уплотнительная втулка крепится на направляющем аппарате 3 средней ступени. В паре с ней работает ступица 1 рабочего колеса 4. Ступица выполняется съемной, на наружной поверхности которой также нанесен слой композиционного износостойкого покрытия. Рабочий зазор между втулкой и съемной ступицей имеет величину 0,1...0,15 мм на сторону. Ширина износостойкого покрытия ступиц и втулки 35...50 мм.

Установка приведенного узла гидравлической разгрузки, а также промежуточной радиальной опоры, позволили практически исключить износ щелевых уплотнений. Щелевые радиальные зазоры при ревизии насосов не превышали 0,2 мм при равномерном распределении по ступеням (рис. 4), что дало возможность длительное время сохранять энергетические показатели насосов.

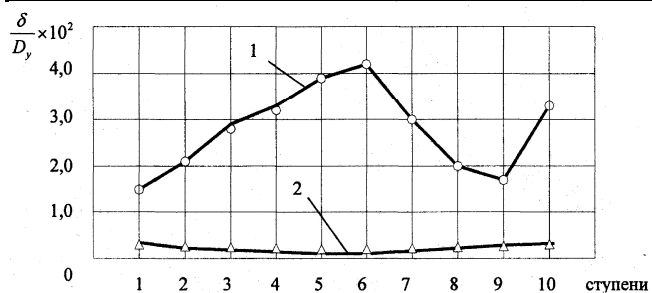


Рис. 4. Суммарный износ на сторону, приведенный к средним диаметрам щелевых уплотнений насоса ЦН 150x100: 1 – без промежуточной опоры; 2 – с промежуточной опорой.

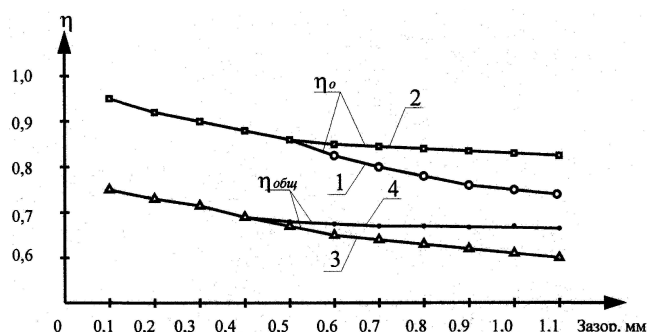


Рис. 5. Падение объемного и общего КПД насоса по мере увеличения зазоров щелевых уплотнений: кривые 1, 3 – для обычных насосов; 2, 4 – для насосов с промежуточной опорой.

УДК 62-233.21/22:674.812

Невзорова А.Б., Макеев В.В., Врублевский В.Б.

РАЗРАБОТКА МЕТОДОЛОГИИ ПРОВЕДЕНИЯ МЕРОПРИЯТИЙ МЕНЕДЖМЕНТА ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ САМОСМАЗЫВАЮЩИХСЯ НА ОСНОВЕ ДРЕВЕСИНЫ ТОРЦОВО-ПРЕССОВОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Производственная деятельность ряда современных предприятий показывает, что без эффективной системы менеджмента невозможен выпуск качественной продукции. В связи с этим становлению и правильному функционированию организационной системы придается первостепенное значение. Это положение становится особенно актуальным при организации новых производств. Разработанные в УО "БелГУТ" подшипники скольжения самосмазывающиеся (ПСС) на основе древесины торцово-прессового деформирования являются новым видом продукции, массовое производство которых никогда ранее не осуществлялось. В связи с этим актуальными являются исследования, связанные с жизненным циклом ПСС, анализом их свойств.

В настоящее время реализуется ряд мероприятий по освоению выпуска крупногабаритных ПСС. Одновременно решается вопрос разработки эффективной системы менеджмента, реализация которой позволит выпускать качественные подшипники различных типоразмеров при минимально возможных экологических последствиях при их производстве и эксплуатации.

На рис. 5 приведены расчетные зависимости изменения объемного и общего коэффициента полезного действия по мере износа щелевых уплотнений насосов без промежуточной радиальной опоры и насосов с промежуточной радиальной опорой.

Проведенная модернизация центробежных многоступенчатых секционных насосов изменила в сторону уменьшения величину осевого разбега ротора. Это дало возможность применить для уплотнения валов высокоэффективные и долговечные торцовые уплотнения вместо сальниковой набивки.

Выводы

1. Проведенный анализ состояния щелевых уплотнений колес и разгрузочных устройств центробежных многоступенчатых секционных насосов дает основание судить об их недостаточной надежности и долговечности. Применение разгрузочных устройств и промежуточных радиальных опор скольжения с износостойкими покрытиями рабочих поверхностей, обладающих высокой твердостью, теплопроводностью и антифрикционными свойствами, позволяют сохранять насосом постоянными энергетические показатели длительный период эксплуатации.
2. Разгрузочные устройства, диск и подушка которых выполнены со съёмными контактными кольцами, существенно упрощают технологию их изготовления, повышают технико-экономические показатели производства, позволяют перейти на торцовые уплотнения валов вместо сальниковых набивок.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Молчанов А.Г., Чичеров В.Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. 2-е изд. – М.: Недра, 1983, 308 с.
2. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. – М.: Машиностроение, 1970. – 272.

На основе разработок последних лет в области менеджмента [1, 2, 3] и собственных исследований предложен вариант реализации на предприятии интегрированной системы менеджмента (ИСМ), которая позволит наиболее полно удовлетворять запросы большинства заинтересованных сторон: производителя, потребителя и общества [1].

Описанный в [2, 3] подход предполагает интеграцию систем менеджмента на основе международных стандартов ISO 9000 "Системы менеджмента качества", ISO 14000 "Система управления окружающей средой", OHSAS 18000 "Менеджмент безопасности и охраны труда персонала"[2]. В качестве достоинств интегрированной системы отмечаются:

- согласованность работы систем менеджмента предприятия;
- снижение затрат на разработку и функционирование систем менеджмента;
- уменьшение объема документов;
- уменьшение противоречий между вопросами качества, экологии и охраны труда и т.д.

Невзорова Алла Брониславовна, профессор каф. "ЭиРиВР" Белорусского государственного университета транспорта.

Макеев Вячеслав Валерьевич, аспирант каф. "ДМиПТМ" Белорусского государственного университета транспорта.

Врублевский Владислав Брониславович, ст. преподаватель каф. "ДМиПТМ" Белорусского государственного университета транспорта.

Беларусь, БелГУТ, 246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34.