

УДК 621.65/68

ИЗМЕНЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ СЕКЦИОННЫХ НАСОСОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СОСТОЯНИЯ УПЛОТНЕНИЙ РОТОРА

*д-р техн. наук, проф. М.В. ГОЛУБ, канд. техн. наук В.М. ГОЛУБ
(Брестский государственный технический университет)*

Проведен анализ состояния щелевых уплотнений колес и разгрузочных устройств центробежных многоступенчатых секционных насосов. Применение разгрузочных устройств и промежуточных радиальных опор скольжения с износостойкими покрытиями рабочих поверхностей, обладающих высокой твердостью, теплопроводностью и антифрикционными свойствами, позволяет сохранять насосам постоянными энергетические показатели.

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. Указанный тип насосов широко применяется для перекачки технических и сточных минерализованных вод в нефтедобыче, нефтепереработке и водоснабжении [1].

Изучение характера износа щелевых уплотнений рабочих колес этих насосов выявило закономерности его неравномерного 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 других для предотвращения объемных и гидравлических потерь между ступенями применяются два типа щелевых уплотнений:

- 1) лабиринтные двухщелевые или трехщелевые на входе потока жидкости в рабочее колесо;
- 2) однощелевые между ступенями рабочих колес (рис. 1).

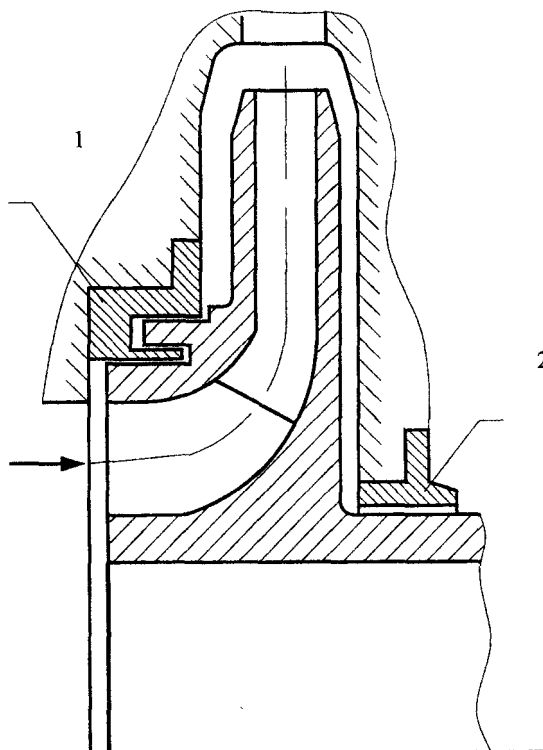


Рис. 1. Бесконтактные уплотнения рабочего колеса насоса:
1 - лабиринтное уплотнение на входе потока в рабочее колесо;
2 - щелевое уплотнение между ступенями насоса

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 уравнивания 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 рисунке 2 приведены среднеарифметические значения величин линейного износа по одноименным ступням, отдельно для уплотнительных колец и ступиц рабочих колес 20 обследованных насосов типа ЦНС-150-100.

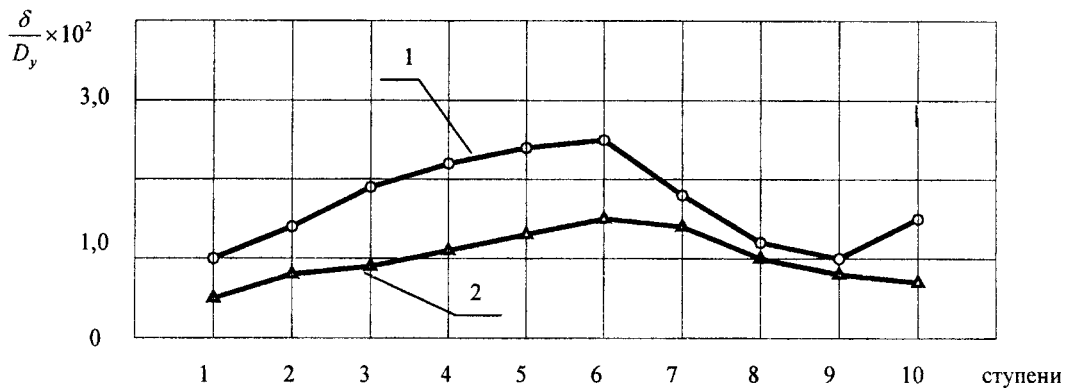


Рис. 2. Распределение по ступням износа элементов щелевых уплотнений насоса:
 1 – линейный износ уплотнительных колец, приведенный к диаметру;
 2 – линейный износ ступиц рабочих колес, приведенный к диаметру;
 δ – линейный износ, мм; D_y – средний диаметр щелевого уплотнения, мм

Максимальный износ щелевых уплотнений приходится на средние 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 эрозивно-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 рисунке 3 приведены графики изменения утечки по мере износа деталей уплотнений и увеличения радиальных зазоров 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. 4) представляет собой втулку 2, на внутренней поверхности которой нанесен износостойкий композиционный материал. 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 25...35 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, что дало возможность длительное время сохранять энергетические показатели насосов.

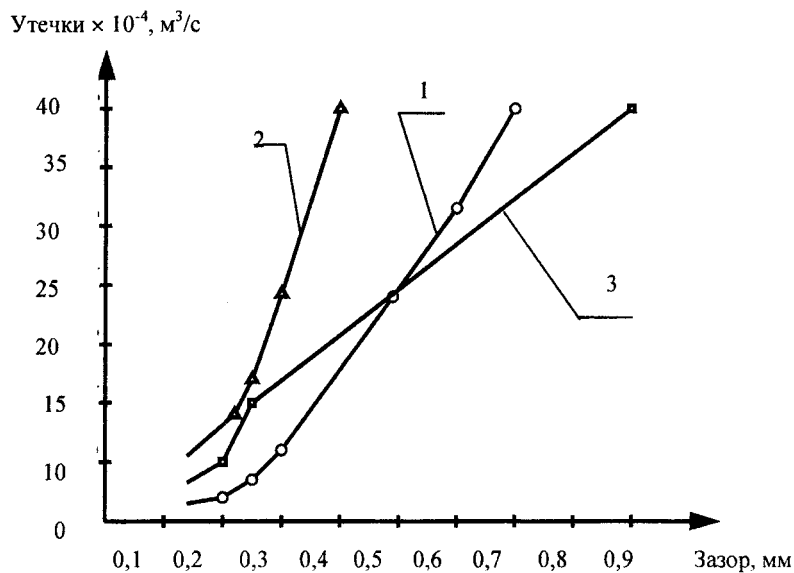


Рис. 3. Изменения утечек с увеличением величины зазора щелевых уплотнений:
 1 - для гладких щелевых уплотнений; 2 - утечки по втулке гидроразгрузки;
 3 - для передних лабиринтных уплотнений

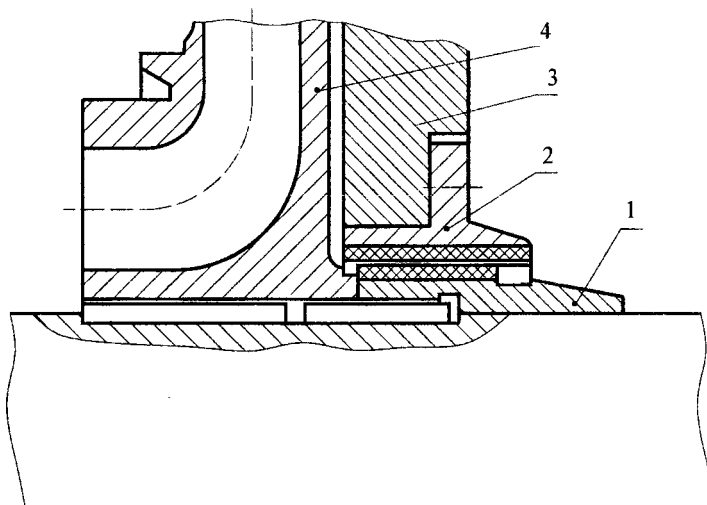


Рис. 4. Промежуточная радиальная опора центробежного насоса:
 1 - ступица рабочего колеса, наплавленный материал ТМ-1;
 2 - втулка радиальной опоры, наплавленный материал ТМ-1;
 3 - направляющий аппарат; 4 - рабочее колесо

На рисунке 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.

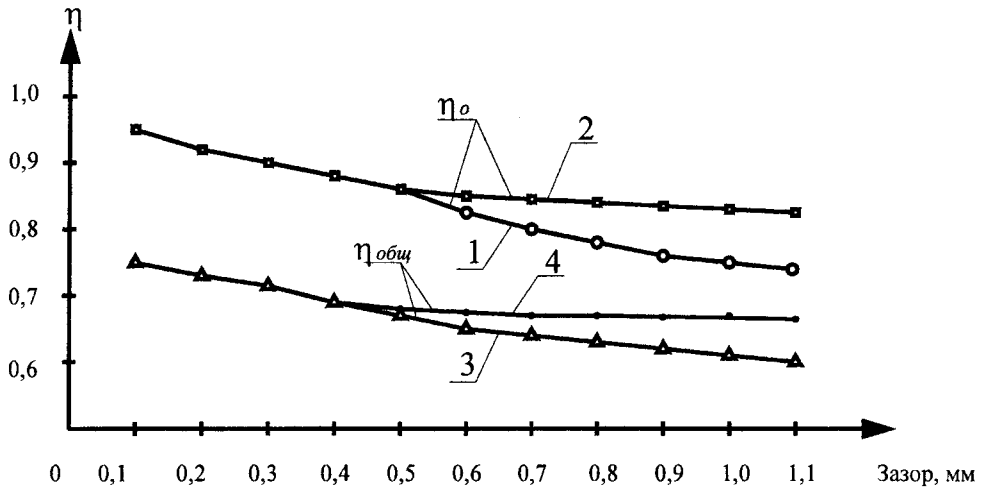


Рис. 5. Падение гидравлического и общего КПД насоса по мере увеличения зазоров щелевых уплотнений: кривые 1, 3 – для обычных насосов; 2, 4 – для насосов с промежуточной опорой

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, позволяет сохранять насосом постоянными энергетические показатели длительный период эксплуатации.

2. Разгрузочные устройства, диск и подушка которых выполнены со съемными контактными кольцами, существенно упрощают технологию их изготовления, повышают технико-экономические показатели производства, позволяют перейти на торцовые уплотнения валов вместо сальниковых набивок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Молчанов А.Г., Чичеров В.Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. - 2-е изд. - М.: Недра, 1983.-308 с.