

Рис. 1. Кривые усталости при вероятности неразрушения P = 90% (1), 50% (2), 10% (3)

повреждений рабочих поверхностей зубьев испытываемых колёс, значительно повысить информативность испытаний. Предлагаемая методика позволяет более чем на порядок сократить длительность трудоемких и дорогостоящих ресурсных испытаний зубчатых колес за счет сокращения числа испытываемых образцов, ускорить внедрение новых перспективных материалов и технологий упрочнения, улучшающих эксплуатационные свойства зубчатых передач приводов автотракторной техники.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ускоренные испытания изделий машиностроения / Н.И. Афанасьев, В.А. Дьяченко, О.В. Дьяченко и др.: – Мн.: Беларуская навука, 1997. – 109 с.
2. Школьник М. Методика усталостных испытаний. Справочник. – М.: Металлургия, 1978. – 304с.
3. Пат. 4261 С2 ВУ, МПК G 01 М 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., и др. – № а 19980960; Заявл. 21.10.1998; Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. – №4. – С. 171-172.

4. Петрусевич А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 134 с.
5. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
6. Берестнев Я.О., Ишин Н.Н. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов: Монография. – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – 117 с.
7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Издательство стандартов, 1988. – 125 с.
8. Берестнев О.В., Соболев А.С. Исследования влияния технологии окончательной обработки зубчатых колес на их работоспособность /информационные материалы/ - М., 1971. – 107с.
9. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.
10. О.В. Берестнев. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса. – Мн.: Наука и техника, 1983. – 312 с.

УДК 621.91.521.62-19

Голуб В.М., Голуб М.В., Добрияник Ю.А.

Статья поступила в редакцию 06.02.2007

ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА УПЛОТНЕНИЙ ВАЛОВ ГИДРОМАШИН

Введение. С развитием отраслей промышленности расширяются области применения гидромашин и гидроаппаратов, надежность которых в большинстве своем определяется состоянием уплотнений валов. На современных гидромашинах герметизация выхода вала из корпуса осуществляется уплотнениями торцового типа.

Нынешний период эксплуатации нефтяных центробежных насосов характеризуется значительным повышением срока службы уплотнений. Однако в общей доле остановок насосного оборудования, остановки по причине разгерметизации валов остаются преобладающими. Если учесть, что остановка насосного агрегата приводит к нарушению технологического

режима перекачки, то актуальность проблемы повышения надежности и долговечности уплотнений становится очевидной. Важным моментом повышения надежности уплотнений является техническая диагностика, позволяющая выявить своевременно отклонения основных технических показателей от нормативных. Такими показателями для уплотнений могут быть допустимые нормы утечки, температурный режим и др. Определяющим показателем надежности является гидравлическая плотность уплотнений.

1 Принцип герметизации и устройство

Принцип герметизации таких уплотнений основан на создании гидравлического сопротивления течению жидкости в

торцовом щелевом зазоре H контактного пояска колец пары трения, сокращающего до минимума (практически до нуля) протечку уплотняемой среды (рис. 1).

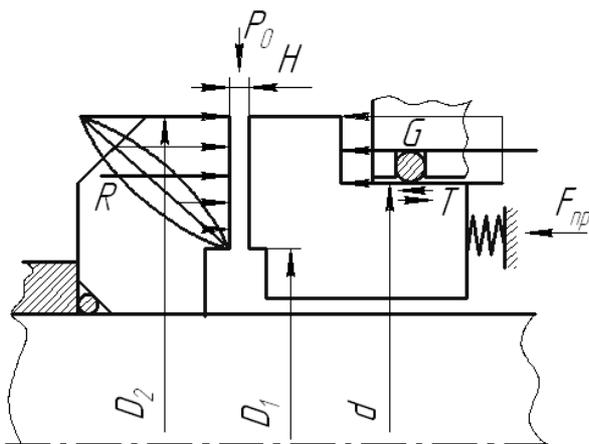


Рис. 1. Баланс сил, действующих на аксиально-подвижную втулку

Баланс силы F в торцевой паре трения рассматривается как сумма составляющих действующих на аксиально-подвижное контактное кольцо и обеспечивающих минимальную величину щели и толщину разделительной пленки жидкости.

$$F = F_{np} + G - R \pm T,$$

где F_{np} – усилие, развиваемое пружиной; $G = p_0 \cdot S_{зидр}$ – сила гидростатического давления p_0 ; $S_{зидр} = \pi(D_2^2 - d^2)/4$;

$R = \alpha p_0 S_{конт}$ – сила, расклинивающая контакт; $\alpha = 0,45 \dots 0,55$ – коэффициент, учитывающий отклонение от линейного распределения давления по ширине контактного пояска; $S_{конт} = \pi(D_2^2 - D_1^2)/4$ – площадь контакта;

T – сила трения аксиально-подвижной втулки по уплотнительному эластичному кольцу.

Торцовое уплотнение (рис. 2) рассматривается как сложная система [1], состоящая из корпуса 1, контактных колец 2 и 3, кольцо 2 которого связано через гильзу 4 с валом, а кольцо 3 через аксиально-подвижную втулку 5 с корпусом 1; пружин 6, для поджатия контакта; эластичных уплотнительных колец: аксиально-подвижных 7 и 8 и неподвижных 9 и 10 соединений; стояночного уплотнения 11 и др.

Предъявляемые к уплотнениям валов гидромашин требования, в связи с совершенствованием технологических процессов перекачки, все время повышаются. Требуется обеспечить надежную и длительную работу гидромашин при высоких напорах на заданных частотах вращения вала, с учетом агрессивности и абразивосодержания уплотняемой среды.

2 Методы диагностики

На надежность уплотнений при эксплуатации оказывают влияние различные факторы: конструктивное исполнение, качество изготовления деталей и сборки, режимы работы, рабочая среда, наличие диагностических средств, квалификация обслуживающего персонала и др. Обеспечение надежности уплотнений связано с технической диагностикой, которая позволяет выявить неисправности и возможные отказы уплотнений на ранних стадиях [2].

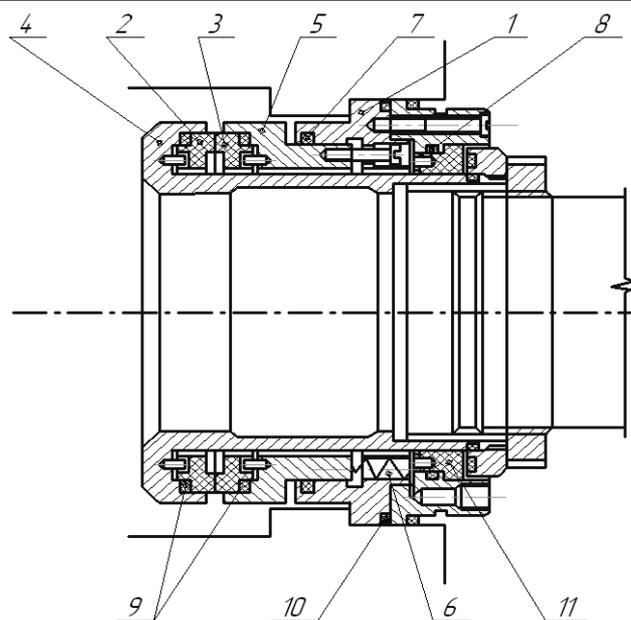


Рис. 2. Моноблочный вариант торцового уплотнения с резервным узлом защиты

Следует выделять тестовое и функциональное диагностирование. Методы тестового диагностирования используются для оценки технического состояния отдельных элементов уплотнения и соответствия техническим условиям. Такая проверка выходных параметров уплотнений (гидравлическая плотность при рабочих давлениях и частоте вращения вала, температурный режим, триботехнические характеристики) проводится для новых, после изготовления и сборки уплотнений и уплотнений после ремонта, на стендах и после монтажа на насосах перед их вводом в эксплуатацию.

3 Методика стендовых испытаний

Методика стендовых испытаний уплотнений включает опрессовку уплотнений на давление, превышающее по величине рабочее в два раза, в течение пяти минут. На стендах уплотнения испытывают в маслах или в рабочих средах. Уплотнение считается выдержавшим испытание, если давление на манометре остается без изменения в течение заданного интервала времени. Во время опрессовки уплотнений периодически вал проворачивают от руки.

Динамические испытания (обкатка) проводятся при вращении вала с частотой, указанной в технических условиях. Испытания начинают при невысоких давлениях (0,1...0,5 МПа) уплотняемой среды. Время обкатки от 30 минут до одного часа.

В дальнейшем давление в испытательной головке стенда ступенчатно повышают до рабочего (паспортного). Ведется оценка температурного режима уплотнения и утечки через уплотнение. Величина утечки уплотняемой среды не должна превышать указанную в технических условиях в течение двух часов обкатки.

Принципиальная схема стенда приведена на рисунке 3. Стенд включает испытательную головку 1, подшипниковый узел вала 2, электропривод 3, шестеренный насос 11, трубопроводы, регулирующую и измерительную аппаратуру.

Головка стенда обвязана напорными и сливными трубопроводами (рис. 3), на которых смонтированы запорные и регулирующие вентили. Давление уплотняемой среды в испытательной головке контролируется манометром 13. Температура уплотняемой среды контролируется термопарами на входе и выходе головки. Термопары установлены на контактных кольцах пар трения.

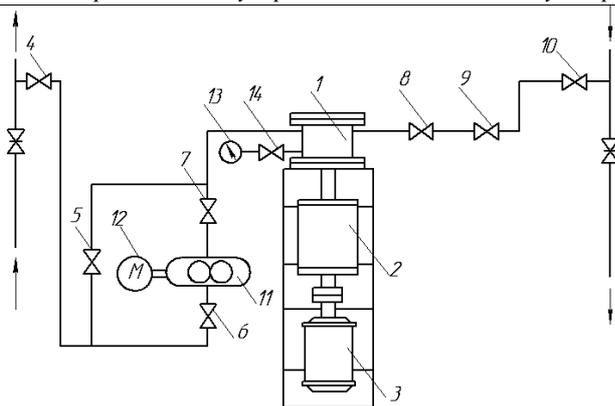


Рис. 3. Схема стэнда для испытаний торцовых уплотнений: 1 – испытательная головка; 2 – подшипниковый узел; 3, 12 – электродвигатель; 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 14 – вентили запорные; 11 – насос шестеренчатый НШ-46У; 13 – манометр

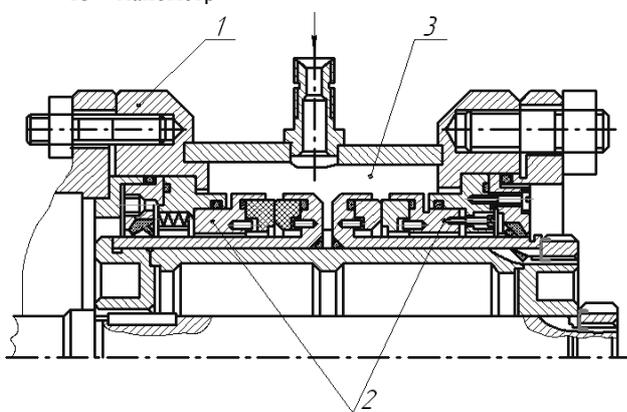


Рис. 4. Испытательная головка

В испытательной головке 1 (рис. 4) монтируются два торцовых уплотнения 2, обеспечивающие герметизацию рабочей камеры 3.

При испытаниях уплотнений на стэнде получены температурные кривые и кривая утечки (рис. 5). Температура на контакте пары трения первые 1...10 минут плавно повышается и стабилизируется на рабочем диапазоне температур 60...80°C, а утечка за это время сокращается практически до нулевых значений.

При создании критических ситуаций (сокращение или отсутствие циркуляции уплотняемой среды в испытательной головке, повышение нагрузки на контакт) температура на контакте пары трения в начальный момент возрастает, а затем снижается. Объем утечки через контакт увеличивается, гидравлическая плотность уплотнения нарушается со снижением температуры. В случае разгерметизации аксиально-подвижного и неподвижного соединения в результате разрушения резиновых уплотнительных колец, температурный режим уплотнения не

УДК621.941

Мрочек Ж.А., Адаменко В.М., Адаменко Д.В.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ РЕЗАНИЕМ ПО ЭНЕРГОПОТРЕБЛЯЮЩИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Введение. Машиностроение признано сыграть ведущую роль в ускорении научно-технического прогресса в народном хозяйстве страны. Характерными чертами его развития является автоматизация технологических процессов, быстрое раз-

изменяется. Не оказывает влияния на температурный режим уплотнения поломка пружин, поводков и других деталей. Поэтому диагностика уплотнений по изменению температурного режима не надежна. Определяющим диагностическим параметром рабочего состояния торцового уплотнения является величина утечки рабочей жидкости через уплотнение. Контроль по утечке жидкости осуществляет в системе аварийной защиты датчик-сигнализатор уровня утечки через уплотнение. При объеме утечки, превышаемом допускаемые значения, система защиты отключает гидромашину.

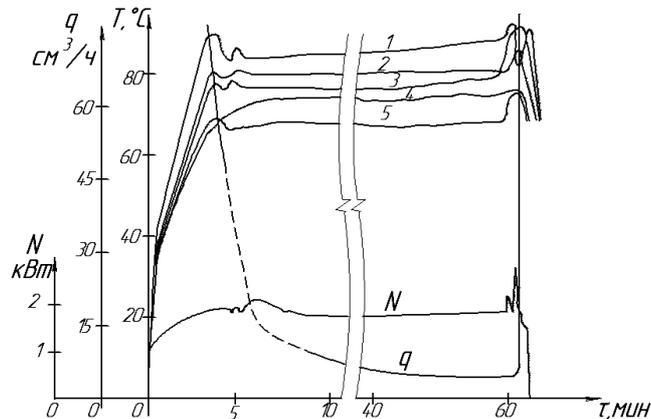


Рис. 5. Изменение температуры T , °C, контактных колец и уплотняемой среды, величины утечки q и мощности трения N во времени: 1 – изменение температуры по внутреннему диаметру контакта; 2 – изменение температуры среды за уплотнением; 3 – изменение температуры около резинового уплотнения; 4 – изменение температуры по среднему диаметру контакта; 5 – изменение температуры по наружному диаметру контакта

Выводы

Испытания показали, что определяющим диагностическим параметром рабочего состояния торцового уплотнения является величина утечки рабочей жидкости через уплотнение. Оценка рабочего состояния уплотнений по температуре контакта пары трения не эффективна. Проведение стэндовых испытаний торцовых уплотнений и диагностический контроль утечки позволяет повысить срок службы уплотнений в эксплуатации.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голуб М.В., Голуб В.М. Опыт эксплуатации торцовых уплотнений насосов магистральных нефтепроводов. // Вестник БГТУ.–2003.–№4(22). «Машиностроение, автоматизация и ЭВМ».
2. Голуб М.В., Голуб В.М. Методы повышения надежности и долговечности роторов нефтяных насосов // Вестник БГТУ. - Машиностроение. – 2004. №4(28). – С 33-37.

Статья поступила в редакцию 18.10.2007