

Выбор конструктивных параметров торцовых уплотнений валов гидромашин, работающих с высоким давлением уплотняемой среды, определяется из условия минимального износа колец пары трения и практически нулевой утечки. Последнее может иметь место при оптимальном режиме трения контактирующих поверхностей колец, разделенных тонкой пленкой жидкости.

Разработана модель течения жидкости в узких щелях. В случае, когда контактирующие поверхности разделены жидкостной пленкой, решение задачи о утечке сводится к определению ее величины при ламинарном течении. Однако количественное описание протечки вязкой жидкости через узкие щели представляет определенные трудности. Анализ показывает, что модели, основанные на использовании ньютоновской жидкости и дающие для плоской щели кубическую зависимость расхода от величины зазора, не полностью соответствуют эксперименту. Уточнения достигаются при использовании моделей неньютоновских жидкостей.

УДК 621.891.67-762

АБРАЗИВНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

В. М. Голуб, М. В. Голуб

*Учреждение образования «Брестский государственный
технический университет», Республика Беларусь*

Уплотнения валов нефтяных насосов являются наиболее ответственными узлами, определяющими в целом надежность транспортной системы нефти. По мере увеличения геометрических параметров насосов условия работы уплотнений становятся все более тяжелыми, а надежность их снижается. Качественный уровень уплотнений зачастую определяет не только конструкцию насоса, но и оказывает решающее влияние на выбор технологических схем перекачки нефти. Многие эффективные технологические схемы при высоких давлениях (7,5–10,0 МПа) не могут быть пока реализованы из-за уплотнений, которые при указанном диапазоне давлений не обеспечивают требуемой их надежности и долговечности.

Отказ торцовых уплотнений происходит, в основном, по причине изнашивания и нарушения геометрии контактных поверхностей колец пар трения, смазкой которых являются перекачиваемые среды. Так нефти, обладающие сравнительно хорошей маслянистостью и смазывающей способностью, содержат различные механические примеси в виде песка и твердых химических соединений. При очистке резервуаров и трубопроводов содержание механических примесей в нефти достигает 0,05 % и выше.

Попадая в контакт уплотнительных колец, механические частицы оставляют на рабочих поверхностях следы микрорезания и разрушения. Поэтому при выборе сочетания материалов колец в каждом конкретном случае необходимо уделять особое внимание их состоянию. Одна и та же пара трения, работающая в различных уплотняемых средах, обладает различной износостойкостью и долговечностью. Например, для минеральных масел, согласно гидродинамической теории смазки, режим трения определяется показателем потери мощности на трение, где f – коэффициент трения; $p_{уд}$ – удельная нагрузка пары трения; v – скорость скольжения; F – площадь контакта.

Основной практический вывод из этой теории заключается в том, что минимальный коэффициент трения f соответствует определенному значению параметра N . Обычно скорость скольжения и вязкость уплотняемой среды известны и задача заключается в том, чтобы подобрать для данных условий величину оптимального значе-

ния удельного нагружения контакта $p_{уд}$, дающую минимальную интенсивность износа и обеспечивающую герметичность контактной пары трения.

Оптимальную величину нагружения контакта можно определить только экспериментальным путем, оценивая изменения коэффициента трения, степень изнашивания контактных колец и утечку уплотняемой среды. Исследования режимов трения контактных колец при различных сочетаниях материалов пар трения показали, что величины удельного нагружения контакта должны находиться в пределах 0,3–0,5 МПа. При меньших значениях нагружения контакта не обеспечивается герметичность пары трения, а при больших значениях отмечается повышенный износ контактных колец.

Проведенные исследования, а также результаты промышленных испытаний торцовых уплотнений в абразивсодержащих жидкостях позволили определить механизм процесса изнашивания материалов пар трения. Установлено, что на износ пары трения оказывают влияние абразивные частицы размером менее 0,100 мм, при этом чем меньше будет размер частиц, тем большим будет износ. Очевидно, что наибольший износ будет наблюдаться при крупности абразивных частиц, сопоставимой с величиной зазора в паре трения (3–5 мкм).

УДК 621.83.06

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ И ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова, В. Ю. Пугач

*Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет», г. Могилев, Республика Беларусь*

На основе созданной методологии расчета и проектирования передач с промежуточными телами качения (ППТК) была разработана методика инженерного расчета этих передач [1] и создана программа в системе Mathcad для автоматизации расчетов. С помощью данной программы была рассчитана ППТК для сопоставления ее характеристик с планетарной зубчатой передачей (ПЗП) при одинаковых материалах изготовления деталей, способах их термообработки и режимах нагружения. Энергоэффективность ППТК и ПЗП оценивалась по мощности, передаваемой на единицу площади поперечного сечения. То есть определялась эффективность использования их в качестве редукторов для работы в пространстве с ограниченными радиальными размерами: в механизмах техники для бурения, обслуживания и ремонта скважин. Существенным преимуществом является возможность проектирования центрального отверстия с диаметром до 40 % от диаметра корпуса передачи.

Результаты расчета ПЗП (с прямозубыми зацеплениями, одноступенчатой, трехсателлитной, сконструированной по схеме 2К-Н) приведены в [2, с. 204–205]. Материалы изготовления деталей – сталь 12Х2Н4А после цементации на твердость активных поверхностей зубьев 58–61 HRC, степень точности – 7-я по нормам плавности. Нагрузка близка к постоянной, срок службы – длительный. Частота вращения ведущего вала 1500 мин⁻¹, крутящий момент на ведомом валу 600 Н·м, передаточное отношение $i = 6$. Иосилевичем Г. Б. [2, с. 205] для ПЗП получены следующие результаты: делительный диаметр центрального неподвижного колеса составил 200 мм, ширина зубчатых колес равна 24 мм, делительный диаметр солнечного центрального колеса составил 40 мм.