

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УСТРОЙСТВА ПЕРЕДАЧИ ВРАЩЕНИЯ В СРЕДУ С ВЫСОКИМ ГИДРОСТАТИЧЕСКИМ ДАВЛЕНИЕМ

Воротынцев Б.Н., Попов В.В., Королёв В.А.

*Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург*

Ключевые слова: глубоководная техника, робототехнические системы, гидростатическое давление, гидромотор, смазочный слой жидкости.

Аннотация. В работе рассмотрены результаты экспериментального исследования макетного образца устройства передачи вращения в среду с высоким гидростатическим давлением (до 60 Мпа). Данная тема особенно актуальна при создании робототехнических глубоководных комплексов предназначенных для исследования ресурсов Мирового океана. Приведены результаты экспериментального исследования статических характеристик (утечки запирающей жидкости, ее температура, потери на трение и т.д.) данного устройства и их сравнение с расчетными.

EXPERIMENTAL STUDY OF STATIC CHARACTERISTICS OF ROTATION TRANSMISSION DEVICE IN HIGH AMBIENT HYDROSTATIC PRESSURE CONDITIONS

Vorotyntsev B., Popov V., Korolev V.

Baltic State Technical University “VOENMEH”, Saint-Petersburg

Keywords: deep-sea equipment, robotic systems, hydrostatic pressure, hydraulic motor, fluid lubrication layer.

Abstract. The paper considers the results of an experimental study of a prototype device for transmitting rotation to a high-pressure environment (up to 60 MPa). This topic is especially relevant when creating robotic deep-sea complexes, designed to study the resources of the World Ocean. The results of an experimental study of the static characteristics (leakage of the locking fluid, its temperature, friction losses, etc.) of this device and their comparison with the calculated ones are presented.

Мировой океан является одним из важнейших источников поддержания жизни на Земле. Сведения о его ресурсах показывают, что этот потенциал во многих отношениях сможет со временем дополнить истощение минерального сырья на суше.

Несмотря на огромные перспективы использования недр мирового океана, общество на данном этапе своего технического развития сосредоточилось в основном на добыче нефти и газа в легкодоступных шельфовых районах.

Современные методы исследования Мирового океана в большинстве случаев нуждаются в применении универсальной подводной техники. Повывисившийся за последние несколько лет интерес к освоению дна морей и океанов требует оборудование, способствующее решению многих задач: научных, экологических, строительства подводных объектов и многих других.

При создании образцов робототехнических систем, для исследования Мирового океана и глубоководной техники различного назначения часто возникает проблема передачи вращения через прочный корпус в окружающую среду, имеющую высокое гидростатическое давление.

Эта проблема возникает и при использовании в приводах вращения энергии давления окружающей среды.

Для реализации этой задачи было разработано устройство передачи вращения в среду с высоким гидростатическим давлением (УПВ). Его конструктивная схема и математическая модель для расчета его характеристик рассмотрена в работе [1].

С целью проверки приведенной в данной работе методики расчета характеристик УПВ, подтверждения его работоспособности и экспериментального определения его характеристик на основе конструктивной схемы, описанной в работе [1], был разработан, изготовлен и всесторонне испытан макетный образец УПВ, конструкция которого приведена на рисунке 1.

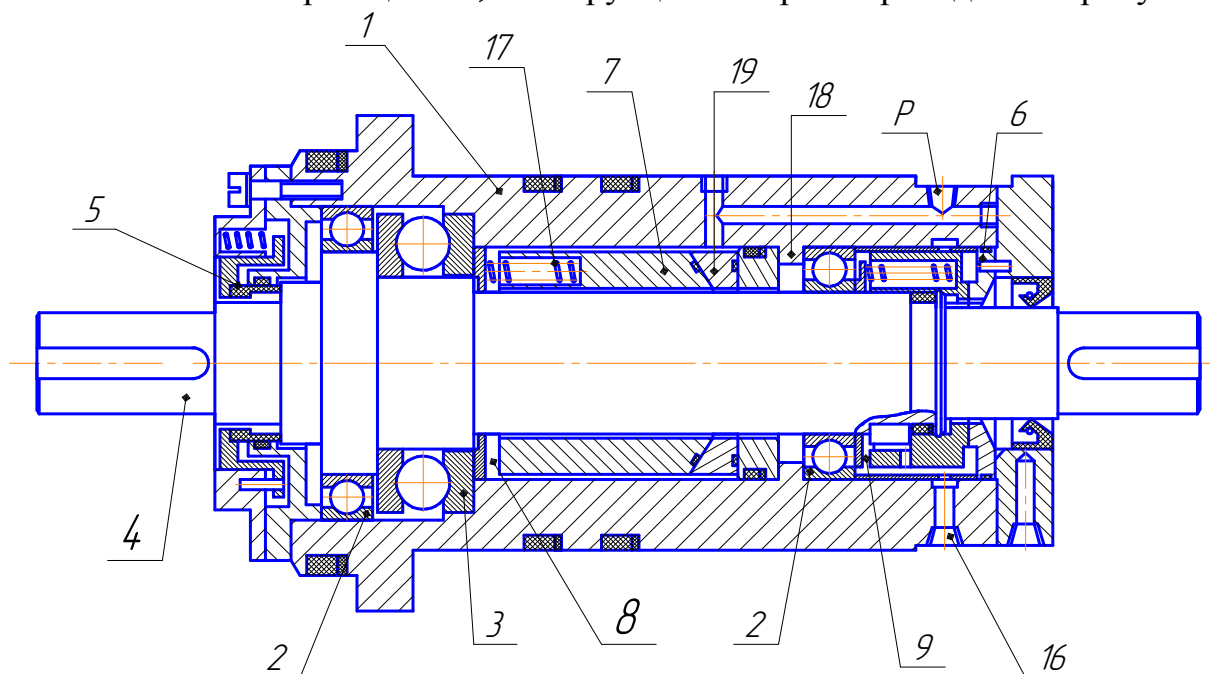


Рис. 1. Макетный образец УПВ

УПВ работает следующим образом. Упругими элементами 17 осуществляется предварительное поджатие плавающей втулки 7 через торцовую притертую сферическую шайбу 19 к торцовой поверхности перегородки 18 корпуса 1. При этом обеспечивается герметичность торцового стыка между плавающей втулкой 7 и шайбой 19 и торцовой поверхностью перегородки 18 корпуса 1.

При действии гидростатического давления в первичную запирающую камеру 8 от источника подается запирающая жидкость под давлением, равным давлению окружающей среды.

При этом обеспечивается дальнейшее поджатие плавающей втулки 7 и сферической шайбы 19 к торцовой поверхности перегородки 18 корпуса 1. Торцовое уплотнение 5 служит для разделения среды высокого давления и запирающей жидкости, работает при перепаде давления, близком к нулю.

Запирающая жидкость уплотняется за счет гидравлического сопротивления уплотнительного кольцевого зазора между плавающей втулкой 7 и валом 4.

Плавающая втулка 7 за счет своей подвижности по сферической поверхности и подвижности сферической шайбы 19 в радиальном направлении под действием гидростатических и гидродинамических сил устанавливается соосно с валом и отслеживает его колебания. Утечки через щелевое уплотнение 7 поступают во вторичную запирающую камеру 9, откуда по каналу 16 отводятся в мерную емкость. Осевое усилие, действующее на вал 4 воспринимается упорным шарикоподшипником.

Данный макетный образец рассчитан на передачу момента до 20 кг*м при частотах вращения до 3000 об/мин и давлении до 60 МПа и имеет диаметр вала 30 мм.

К статическим характеристикам УПВ относятся объемные потери (утечки), механические потери (момент трения, момент страгивания), температура запирающей жидкости на выходе из УПВ.

Макетный образец УПВ исследовался на трех запирающих жидкостях: веретенном масле АУ (вязкость $0,45 \text{ см}^2/\text{с}$), вакуумном масле ВК-2 (вязкость $1,4 \text{ см}^2/\text{с}$) и вакуумном масле ВК-1 (вязкость $3,2 \text{ см}^2/\text{с}$). В связи с тем, что вязкость запирающей жидкости оказывает очень большое влияние на объем утечек [2], перед проведением исследований экспериментально определялась зависимость коэффициента кинематической вязкости ν от температуры.

Утечки определились при двух значениях радиального зазора между валом и втулкой, равными 0.045 мм и 0.0175 мм. Так как для малых зазоров и расходов запирающей жидкости значительное влияние на утечку оказывают тепловые процессы, то значения утечек при каждой величине давления определялись после установления стационарного теплового режима, спустя 1-2 часа от начала работы УПВ (в зависимости от величины давления запирающей жидкости).

Зависимость утечек веретенного масла АУ и вакуумного ВК-1 и ВК-2 от давления для зазора 0.045 мм приведена на рисунке 2, а для зазора 0.0175 мм – на рисунке 3. Как видно из графиков, зависимость утечек от давления линейная и в наибольшей мере зависит от величины зазора между валом и втулкой. При зазоре 0.008 мм и запирающей жидкости ВК-2 удалось добиться утечки при давлении 40 МПа $10\text{-}15 \text{ см}^3/\text{мин}$. При меньших значениях радиального зазора и давлениях выше 7-8 МПа наблюдался “прихват” втулки к валу, сопровождавшийся резким увеличением момента трения в УПВ, что можно объяснить деформацией втулки, величина которой начинает быть сопоставимой с величиной зазора и происходящим при этом разрыве смазочного слоя между валом и втулкой.

Частота вращения вала на объем утечек, при ее изменении в пределах от 50 до 3000 мин^{-1} , влияния не оказывала. Величина объема утечек при не вращающемся вале и одной и той же величине давления в разных экспериментах различна и колеблется от величины утечек при вращающемся вале (Q_H) до $1.5 Q_H$. Это объясняется различным эксцентриситетом втулки относительно вала, а минимальная утечка при вращении вала косвенно свидетельствует о нормальном центрировании втулки относительно вала, при вращении последнего.

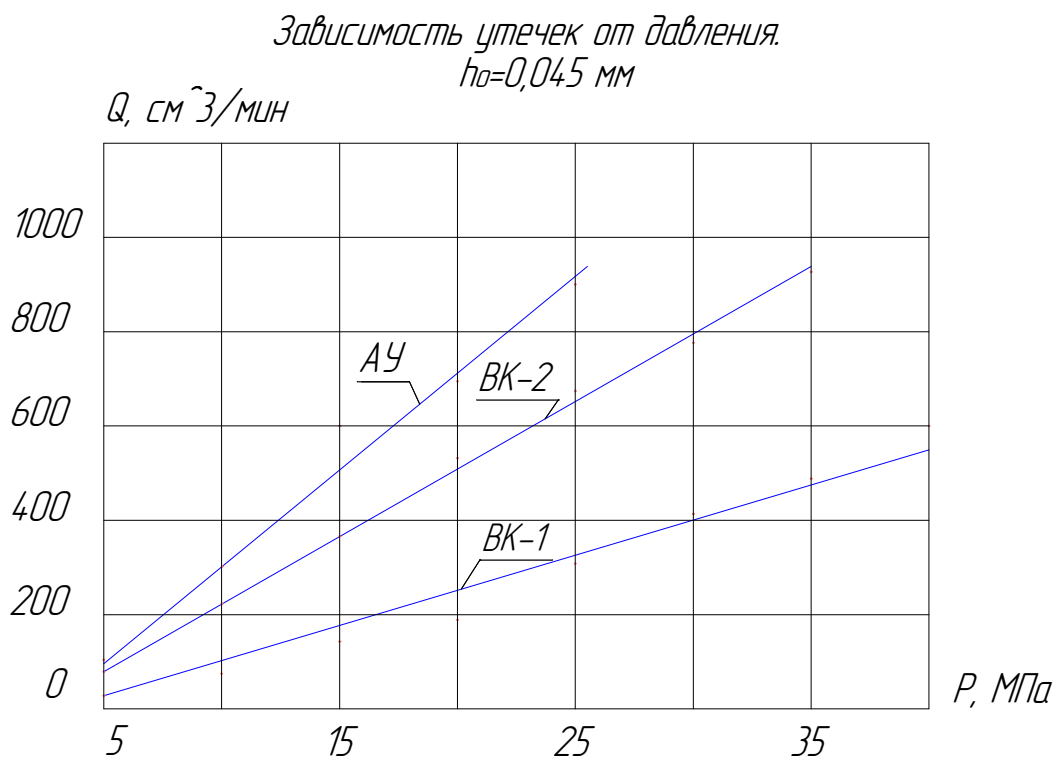


Рис. 2. Зависимость утечек от давления

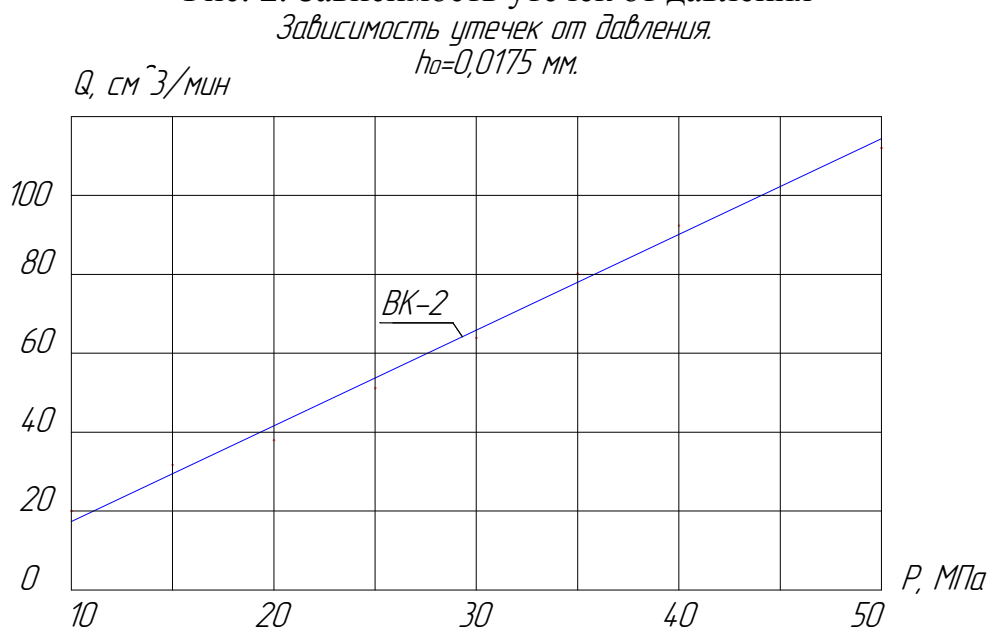


Рис. 3. Зависимость утечек от давления

Момент трения в УПВ зависит от давления и вязкости запирающей жидкости и состоит из нескольких составляющих его величин: момента трения в жидкостном слое между плавающей втулкой и валом [2], момента трения в упорном подшипнике [3,4], момента трения в радиальных подшипниках [3,4], момента трения в торцевых уплотнениях [2]. При этом следует отметить, что от давления запирающей жидкости зависят лишь первые две составляющих, а от вязкости запирающей жидкости существенно зависит лишь первая составляющая [5].

По мере разогрева запирающей жидкости при фиксированном давлении, момент трения в УПВ уменьшается за счет уменьшения вязкости запирающей

жидкости и становится постоянным после выхода на стационарный тепловой режим. В зависимости от давления момент трения в УПВ находится в пределах 1,2 – 2,6 Нм.

Сравнивая зависимость момента трения в УПВ от давления с моментом трения в упорном подшипнике, можно заметить, что практически все увеличение момента трения в УПВ с возрастанием давления от 0 до 35 МПа (1.4 Н*м), связано с ростом момента трения в упорном подшипнике (1.1 Н*м).

Экспериментально определялся также момент страгивания в УПВ в зависимости от давления. Результаты исследования представлены на рис. 4. Сопоставляя результаты эксперимента с определенным экспериментально ранее моментом трения по сферической поверхности втулки и моментом трения по торцовой поверхности сферической шайбы, можно сделать вывод о том, что величина момента страгивания определяется касанием, перед началом вращения, плавающей втулки о вал, а не проворотом ее по торцовой поверхности, т.к. величина момента страгивания значительно меньше величины момента трения по торцовой поверхности.

Экспериментальное определение температуры запирающей жидкости на выходе из щелевого уплотнения показало, что стационарный тепловой режим наступает примерно через 1 час после начала работы УПВ, при этом приращение температуры жидкости на выходе из щелевого уплотнения весьма существенно и может достигать нескольких десятков градусов, что влечет за собой изменение вязкости рабочей жидкости в 6-8 раз.

Проведенные экспериментальные исследования макетного образца УПВ полностью подтвердили его работоспособность.

*Мстр, Н*м*

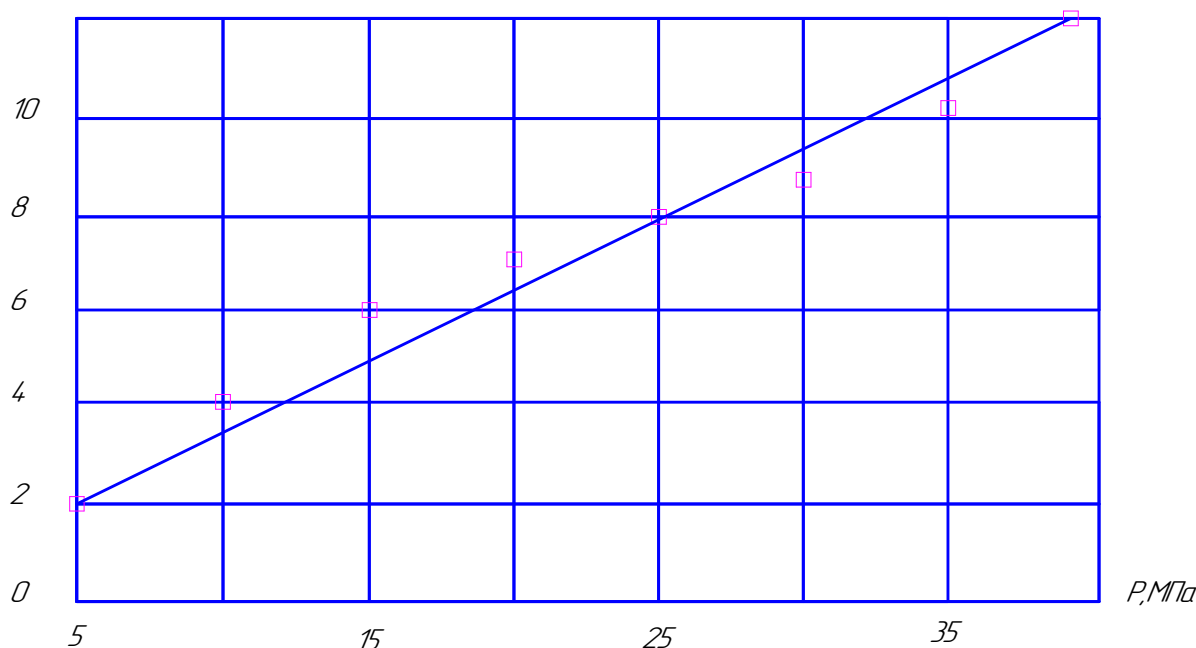


Рис. 4. Зависимость момента страгивания в УПВ от давления

Полученные экспериментально статические характеристики макетного образца подтвердили справедливость допущений, принятых при теоретических расчетах [1], а также показали, что расхождение теоретических и

экспериментальных данных не превышает 20%, что для подобных расчетов является вполне приемлемым.

Полученный экспериментально общий КПД УПВ при давлении 40 МПа составил 98%.

Список литературы

1. Воротынцев Б.Н., Осипов В.И., Попов В.В., Цветков В.А. Исследование гидродинамических процессов в устройстве передачи вращения в среду с высоким гидростатическим давлением // Мехатроника, автоматика и робототехника. 2019. №4. С. 4-12.
2. Слезкин Н.А. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев и др. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
3. Подшипники качения. Справочник / И.Д. Бейзельман, Б.В. Ципкин и др. М.: Машиностроение, 1975. 572 с.
4. Буланов Э.А. Детали машин. Расчет механических передач. М.: Юрайт, 2016. 202 с.
5. Иванов Я.Н. Экспериментальное исследование щелевых уплотнений с плавающими кольцами при перекосе осей насоса ТНА ЖРД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королева. 2006. №2-1(10). С. 366-371.

Сведения об авторах:

Воротынцев Борис Николаевич – старший преподаватель, БГТУ, Санкт-Петербург;

Попов Валерий Владимирович – к.т.н., доцент, БГТУ, Санкт-Петербург;

Королёв Владимир Александрович – д.т.н., профессор, БГТУ, Санкт-Петербург.