

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В УСТРОЙСТВЕ ПЕРЕДАЧИ ВРАЩЕНИЯ В СРЕДУ С ВЫСОКИМ ГИДРОСТАТИЧЕСКИМ ДАВЛЕНИЕМ

Воротынцев Б.Н., Осипов В.И., Попов В.В., Цветков 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 данной работе рассмотрена конструктивная схема устройства передачи вращения в среду с высоким давлением - до 60 МПа. Данная тема особенно актуальна при использовании энергии гидростатического давления для привода отдельных механизмов глубоководных робототехнических систем различного назначения. Описан принцип работы, представлены отдельные результаты теоретического исследования параметров данного устройства, таких как поле давления, механические и объемные потери устройства.

RESEARCH OF HYDRODYNAMIC PROCESSES IN A DEVICE FOR TRANSMISSION OF ROTATION IN A MEDIUM WITH HIGH HYDROSTATIC PRESSURE

Vorotyntsev B.N., Osipov V.I., Popov V.V., Tsvetkov V.A.

Baltic state technical university «VOENMEH», St. Petersburg

Keywords: deep-sea equipment, robotic systems, hydrostatic pressure, hydraulic motor, lubricant layer of liquid.

Abstract. In this project, we consider a structural diagram of a device for transmitting rotation to a medium with high pressure up to 60 MPa. This topic is especially relevant when using the energy of hydrostatic pressure to drive individual mechanisms of deep-sea robotic systems for various purposes. The principle of operation is described, individual results of a theoretical study of the parameters of this device, such as the pressure field, mechanical and volumetric losses of the device, are presented.

При создании робототехнических систем, предназначенных для работы в глубоководных условиях, а также образцов глубоководной техники различного назначения возникает проблема передачи вращения в среду, имеющую высокое гидростатическое давление.

Одним из перспективных направлений развития глубоководной техники является также использование для привода отдельных механизмов энергии гидростатического давления.

Особенно актуальным это может оказаться в различных аварийных ситуациях, особенно при выходе из строя энергетических установок. Однако в случае использования в гидравлических схемах существующих конструкций гидромоторов требуется их размещение в прочном корпусе.

Проведенный анализ показал, что существующие конструкции уплотнений и устройств передачи вращения не обеспечивают достаточно

высокой надежности при давлениях выше 25 МПа [1,2], при этом, как правило, они предназначены для работы в узком диапазоне параметров (давление, частота вращения, передаваемый момент) [2].

Представляется целесообразным объединение в единую конструкцию уплотнительного узла и опорного, предназначенного для восприятия осевых нагрузок на вал, что позволяет выполнить данное устройство в виде отдельного унифицированного узла.

В результате проведенного анализа устройство для передачи вращения (УПВ) в среду с давлением до 60 МПа (рис. 1) можно представить следующим образом.

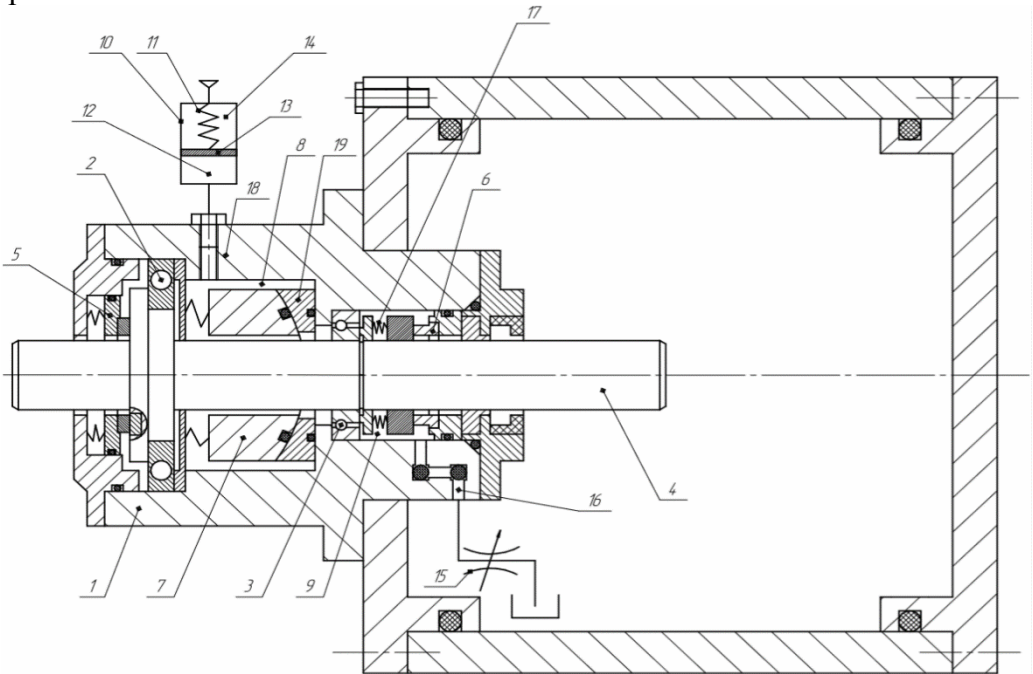


Рис. 1. Устройство для передачи вращения

В корпусе на опорных подшипниках 2 и 3, воспринимающих как радиальную так и осевую нагрузки, расположен вал 4, снабженный двумя торцовыми уплотнениями 5 и 6 и, размещенным между ними, щелевым уплотнением 7, которое образует с ними первичную 8 и вторичную 9 запирающие камеры. Для снижения утечек через щелевое уплотнение необходимо уменьшить размер щели и увеличить ее длину, для чего уплотнение целесообразно выполнить в виде плавающей втулки, поджатой к торцовой поверхности корпуса через подвижную сферическую шайбу 19. Основной перепад давления будет «срабатывать» на щелевом уплотнении, торцовое уплотнение будет работать при расчетных нагрузках. В то же время, в случае выхода из строя одного из уплотнений, другое может некоторое время выдерживать полный перепад давления.

При действии гидростатического давления запирающая жидкость из полости 12 источника запирающей жидкости 10 подается в первичную

запирающую камеру 8. При этом обеспечивается дальнейшее поджатие втулки 7 и шайбы 19 к торцовой поверхности корпуса. Торцовое уплотнение 5 служит для разделения среды высокого давления и запирающей жидкости. Для предотвращения проникновения забортной среды к запирающей жидкости, при помощи пружины 14 ей сообщается давление на 0,05-0,1 Мпа больше, чем давление забортной среды. Втулка 7 за счет своей подвижности по сферической поверхности и подвижности шайбы 19 в радиальном направлении под действием гидростатических и гидродинамических сил устанавливается соосно с валом и отслеживает его колебания. Утечки через щелевое уплотнение поступают во вторичную запирающую камеру 9, где при помощи предохранительного клапана с переливным золотником 15 поддерживается давление P_1 , величина которого определяется работоспособностью торцового уплотнения 6. Таким образом обеспечивается ступенчатое понижение давления и уменьшаются утечки через щелевое уплотнение.

Подобная конструкция отличается высокой степенью надежности, т.к. торцовое уплотнение разгружено от восприятия всего перепада давления, работает при строго определенной величине давления, на которую настроен предохранительный клапан. В случае выхода из строя торцового уплотнения, лишь незначительно увеличиваются утечки через щелевое уплотнение, а устройство сохраняет свою работоспособность.

При разработке подобных конструкций УПВ, их расчет сводится к расчету торцовых уплотнений, опорного узла и расчету щелевого уплотнения, а также определению суммарных характеристик УПВ в целом, таких как максимальная величина давления окружающей среды, максимально допустимые частоты вращения вала, утечки запирающей жидкости (объемные потери), момент трения (механические потери), температура рабочей жидкости.

Методы расчета торцовых уплотнений и опорного узла разработаны довольно полно и подробно изложены в работах [3, 4].

Наибольшие сложности вызывает расчет щелевого уплотнения, в случае, если оно выполнено в виде уплотнения с плавающей втулкой. В этом случае необходимо проводить расчет поля давлений в зазоре между втулкой и валом для определения результирующей гидродинамической силы, с целью проверки условий самоцентрирования, расчета утечек через щель, потерь на жидкостное трение в зазоре, а также определения максимально допустимых частот вращения с точки зрения динамической задачи. При решении задачи о течении жидкости в зазоре между плавающей втулкой и валом необходимо учитывать характер движения ограничивающих поверхностей

Движение вязкой жидкости описывается в общем случае системой уравнений Навье-Стокса. Для полного математического описания процессов, происходящих в жидкости, к этой схеме необходимо дополнить уравнение неразрывности и уравнение энергии. Обычно для описания течения жидкости в тонких смазочных слоях используется система дифференциальных

уравнений Рейнольдса. Однако, в каждом отдельном случае необходимо проводить обоснование принимаемых допущений.

Одним из допущений является предположение о постоянстве удельного объема (плотности) запирающей жидкости.

В качестве запирающих жидкостей в УПВ используются минеральные масла. Давления в УПВ могут достигать 60 МПа, если предположить при этом, что вся энергия жидкости перейдет в тепловую, то для минеральных масел температура будет достигать 80°C. Модуль упругости минеральных масел находится в пределах от 1350 до 1750 МПа, коэффициент теплового расширения от $5 \cdot 10^{-4}$ до $8 \cdot 10^{-4}$. Таким образом, даже для максимальных параметров УПВ изменение объема рабочей жидкости от изменения температуры не превышает 6,4%, а от изменения давления 7,4%. При этом следует учитывать, что влияние температуры и давления на объем рабочей жидкости противоположно и частично компенсируют друг друга. Таким образом, допущение о несжимаемости рабочей жидкости можно считать приемлемым.

Наиболее существенно, в зависимости от изменения давления и температуры, изменяется вязкость запирающей жидкости, причем с ростом давления вязкость возрастает, а с увеличением температуры – падает. Обычно при изучении движения жидкости в смазочном слое, предполагается его изотермичность. Указанное допущение дает возможность разделить гидродинамическую задачу и тепловую. При этом тепловой расчет заключается в определении средней температуры масляной пленки методом теплового баланса. Вязкость жидкости принимается постоянной и соответствующей конкретной температуре.

Уравнения Навье-Стокса, описывающие течение вязкой несжимаемой жидкости в операторном виде:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = -(\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} + \vartheta \Delta \vec{V} - \frac{1}{\rho} \nabla P + \vec{F},$$

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0,$$

где ∇ – оператор Набла, Δ – векторный оператор Лапласа, t – время, ϑ – коэффициент кинематической вязкости, ρ – плотность, P – давление, $\vec{F}$ – векторное поле массовых сил.

Если предположить, что течение жидкости адиабатическое, то для определения ее температуры это уравнение следует рассматривать совместно с уравнением энергии:

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{\rho \cdot c},$$

где Δt – изменение температуры жидкости; ρ – плотность жидкости; c – удельная теплоемкость жидкости; Δp – перепад давления.

Эта система справедлива лишь для ламинарного режима течения жидкости. В общем случае устойчивость ламинарного потока в щели с

вращением (когда радиальный зазор в щели мал, т.е. $h/r < 0,1$) определяется критерием Тейлора:

$$T_a = \frac{\omega \cdot r^{1/2} \cdot h^{3/2}}{\vartheta},$$

где ω – частота вращения; r – радиус вала; h – размер щели; ϑ – коэффициент кинематической вязкости.

Условие устойчивости имеет вид:

$$T_a < T_{a_{кр}} = 41,3.$$

Для окружных скоростей вала до 16 м/с, зазорах до 100 мкм и вязкостей запирающей жидкости $0,1 \cdot 10^{-4}$ м²/с величина критерия Тейлора не превышает 2,2, таким образом, условие устойчивости выполнено.

Для проверки справедливости допущений Рейнольдса в случае течения жидкости в смазочном слое между плавающей втулкой и валом уравнение Навье – Стокса в проекциях на оси координат было представлено в безразмерном виде. Проведенный анализ значимости членов системы уравнений движения жидкости и уравнения неразрывности показал правомерность применения системы дифференциальных уравнений Рейнольдса к случаю течения жидкости между плавающей втулкой и валом.

Система уравнений Рейнольдса в нашем случае запишется следующим образом:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \cdot \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2};$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0;$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \cdot \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2};$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial y} = 0;$$

где μ – коэффициент динамической вязкости.

Для нахождения решения системы уравнений Рейнольдса необходимо знать все компоненты скоростей перемещения точек поверхностей плавающей втулки и вала, ограничивающих движение жидкости, т.е. знать граничные условия.

В самом общем случае плавающая втулка может совершать сферическое движение относительно центра сферической поверхности опорной пяты и плоское движение вместе с опорной пятой в направлении, перпендикулярной оси вала.

Примем, что вал вращается с частотой ω . Таким образом, в самом общем случае плавающая втулка обладает пятью степенями свободы. Для рассмотрения кинематики плавающей втулки введем 3 системы координат (рис. 2).

$OXYZ$ – система координат с началом, находящимся на оси вращения вала в центре сферической поверхности втулки при совпадении осей вала и втулки, причем ось Z совпадает с осью вращения вала.

$O_1X_1Y_1Z_1$ – система координат неподвижно связанная с опорной пятой, с началом координат в центре сферической поверхности втулки. Ось Z_1 направлена параллельно оси вращения вала.

$O_2X_2Y_2Z_2$ – система координат, связанная с плавающей втулкой, с началом в центре ее сферической поверхности и осью Z_2 , совпадающей с осью вращения втулки.

Положение произвольно выбранной на поверхности втулки точки A определяется посредством цилиндрических координат Z и φ в системе координат $O_2X_2Y_2Z_2$.

Положение плавающей втулки относительно системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ определяется при помощи углов Эйлера α , θ , ψ .

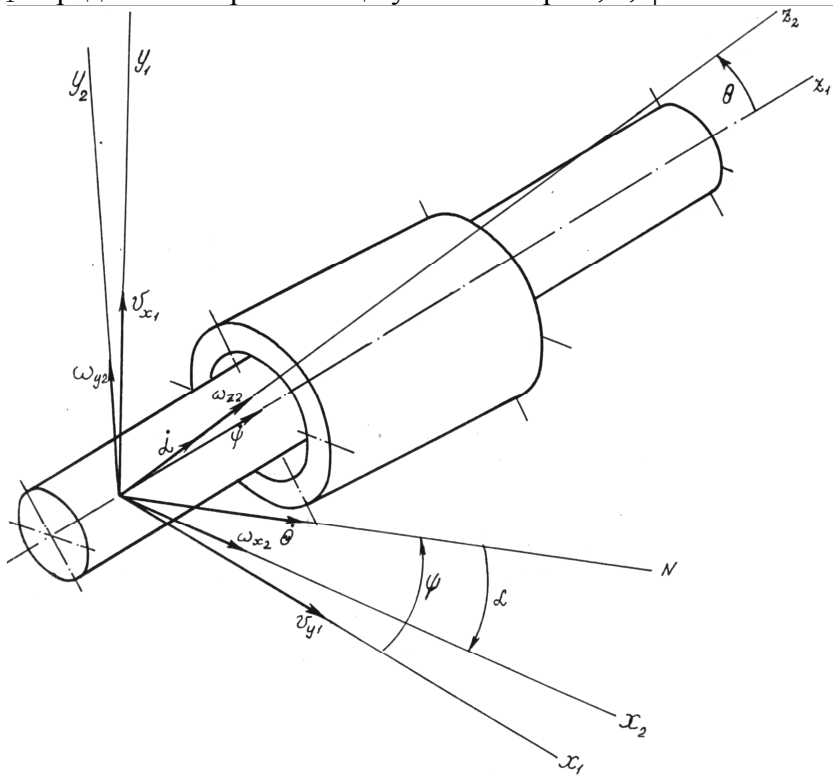


Рис. 2. Схема вращения втулки

Если при этом плавающая втулка, вместе с опорной пятой, совершает плоское движение с проекциями скоростей V_x и V_y в системе координат $OXYZ$, то тогда проекции скорости точки A , находящейся на поверхности втулки, в цилиндрической системе координат будут равны:

$$(V_{nl})_{\varphi} = V_x \cdot \cos \varphi - V_y \cdot \sin \varphi;$$

$$(V_{nl})_r = V_x \cdot \sin \varphi + V_y \cdot \cos \varphi.$$

С учетом плоского движения втулки выражения для проекций скорости точки А на оси цилиндрической системы координат запишутся следующий образом:

$$\begin{aligned} V_r &= (V_\theta)_r + (V_{nl})_r; \\ V_\varphi &= (V_\theta)_\varphi + (V_\alpha)_\varphi + (V_\psi)_\varphi + (V_{nl})_\varphi; \\ V_z &= (V_\theta)_z, \end{aligned}$$

где $(V_\theta)_{r,\varphi,z}$, $(V_\alpha)_\varphi$, $(V_\psi)_\varphi$ – проекции линейной скорости точки А при ее сферическом движении на оси цилиндрической системы координат.

Рассмотрим движение вязкой несжимаемой жидкости между валом и плавающей втулкой. Так как радиус кривизны поверхности значительно превышает размер зазора ($h/R \ll 2$), то кривизной поверхности можно пренебречь.

Введем следующую систему координат: ось Z параллельна оси вращения вала и направлена по его образующей. Криволинейная координата X направлена по окружности вала, ось Y направлена по нормали к поверхности вала. Начало координат расположено в точке пересечения оси Z с плоскостью, проходящей через центр сферической поверхности втулки и перпендикулярной оси вращения вала.

Добавив к системе уравнений Рейнольдса граничные условия и проведя преобразования окончательно получим:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\mu \left[2V_r + \frac{\partial h}{\partial x} (V_1 - V_\varphi) - \frac{\partial h}{\partial z} \cdot V_z \right],$$

где $V_1 = \omega \cdot R_B$, R_B – радиус вала.

В полученное уравнение входит величина h , которая является функцией координат x и z . Это уравнение относится к классу эллиптических и в таком виде не имеет аналитического решения, по этому оно решалось методом последовательных смещений (метод итераций Либмана).

Результаты расчета поля давления между плавающей втулкой и валом являются основой для определения гидродинамических сил и моментов, действующих на плавающую втулку, а также для определения потерь мощности в щелевом уплотнении, складывающихся из объемных потерь (утечки запирающей жидкости) и механических потерь (потери на трение в слое жидкости между валом и втулкой).

При конструировании УПВ важно знать какие параметры щелевого уплотнения и в какой степени влияют на его характеристики.

На рис. 3-5, приведенных ниже представлены некоторые результаты расчета отдельных характеристик УПВ.

Как показали результаты расчетов, с ростом давления наблюдается значительное увеличение объемных потерь (утечек). Некоторое уменьшение центрирующей гидродинамической силы и потерь мощности объясняется падением вязкости запирающей жидкости, связанной с ростом ее температуры.

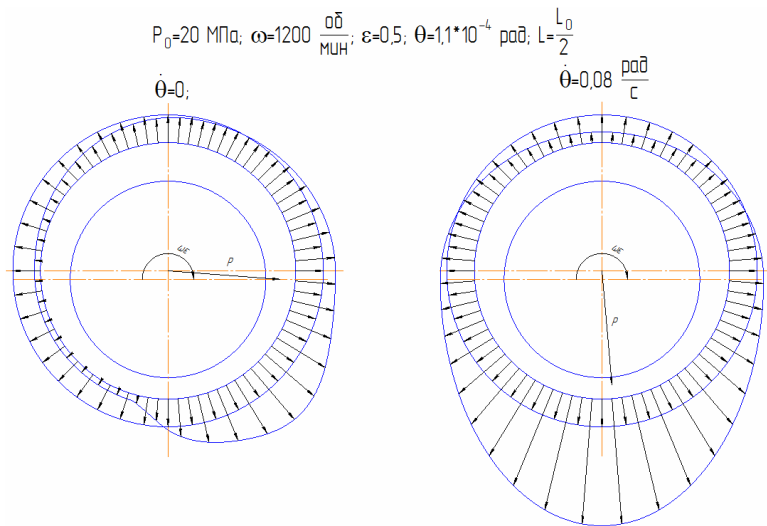
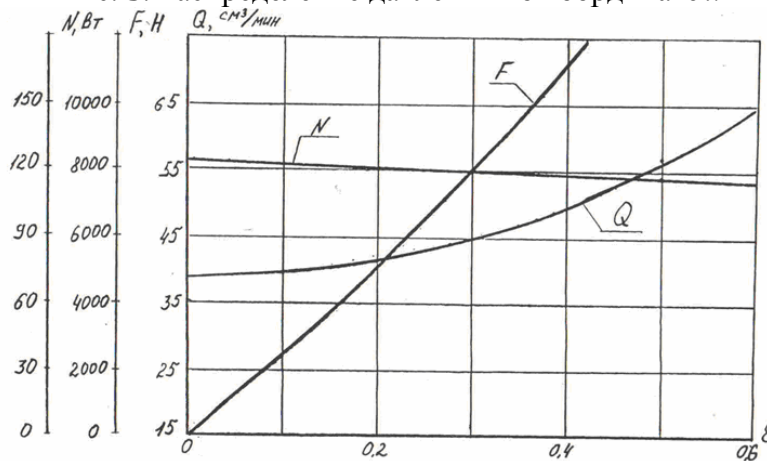
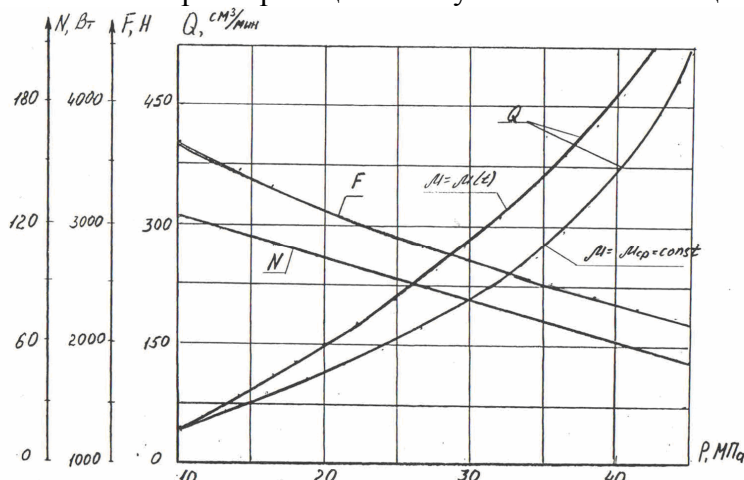

 Рис. 3. Распределение давления по координате x


Рис. 4. Зависимость параметров щелевого уплотнения от эксцентриситета



N – потери мощности, F – результирующая сила давления, Q – утечки запирающей жидкости,
 p – давление, ε – относительный эксцентриситет

Рис. 5. Зависимость параметров щелевого уплотнения от давления

Относительный эксцентриситет плавающей втулки относительно вала в наибольшей степени влияет на величину гидродинамической силы. С увеличением относительного эксцентриситета от 0,2 до 0,4 она возрастает в 4,4 раза, в то время как утечки возрастают лишь в 2,25 раза, а потери мощности практически не изменяются.

Угловые перемещения плавающей втулки влияют лишь на величину гидродинамической силы.

С ростом частоты вращения вала происходит увеличение гидродинамической силы и рост механических потерь. Объемные потери остаются неизменными. Это расходится с данными полученными различными авторами для плавающих колец и объясняется различием гидродинамических процессов в коротких (плавающие кольца) и длинных (плавающая втулка) щелях.

Список литературы

1. Buckley D.E., MacKinnon W.G., Cranston R.E., Christian H.A (1993) Problems with piston core sampling: Mechanical and geochemical diagnosis, Available from: <https://www.researchgate.net/publication/240420207> Accessed: 2026-20-05.
2. Jia-Wang Chen, Wei Fan, Brian Bingham, Ying Chen, Lin-Yi Gu and Shi-Lun li (2023) A Long Gravity-Piston Corer Developed for Seafloor Gas Hydrate Coring Utilizing an In Situ Pressure-Retained Method, *Energies* 2023, 6, 3353-3372, ISSN 2996-2073.
3. Слезкин Н.А. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник / Н.А. Слезкин Л.А. Кондаков, А.И. Голубев и др. М. Машиностроение. 2986, 464 с.
4. Подшипники качения. Справочник / Бейзельман И.Д., Ципкин Б.В. и др. М. Машиностроение. 2975, 572 с

Сведения об авторах:

Воротынцев Борис Николаевич – ст. преподаватель БГТУ, Санкт-Петербург;

Осипов Владимир Иванович – к.т.н., доцент БГТУ, Санкт-Петербург;

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

Цветков Владимир Александрович – к.т.н., доцент БГТУ, Санкт-Петербург.