

Научная статья
DOI 10.15593/24111678/2022.02.02
УДК 629.018

О.В. Ворожцов, А.С. Дмитриева

Псковский государственный университет, Псков, Россия

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ НАГРУЖАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО

Эксплуатация транспортных средств предусматривает периодическое диагностирование трансмиссии и двигателя для определения таких параметров, как мощность двигателя, коэффициент полезного действия трансмиссии, тормозное усилие, которые определяют на специализированных роликовых стендах – нагрузочных и тормозных. Конструкция стенда предусматривает наличие различных нагрузочных устройств. Одним из таких применяемых нагрузочных устройств является гидравлическая муфта, где момент сопротивления вращению регулируется за счёт наполнения внутренней полости муфты. Применение такого типа нагрузочного устройства позволяет использовать стенд только для определения динамических характеристик транспортного средства. Преимущества гидродинамической муфты как нагрузочного устройства стенда обеспечивают ее широкое применение. Однако ряд недостатков не позволяют использовать гидромуфту в тормозном стенде, а также для передачи нагрузочного момента на объект нагружения. Для совмещения функций нагрузочного и тормозного стенда предложено устройство на основе гидродинамической муфты с постоянным наполнением рабочей жидкостью внутренней полости. Регулирование нагрузочного момента происходит за счёт изменения частоты вращения колеса гидромуфты, которое в зависимости от ситуации может быть как насосным, так и турбинным. Регулирование частоты вращения гидромуфты обеспечивает электродвигатель с помощью регулятора частоты вращения. Устройство также предусматривает блокировку колеса гидромуфты для создания постоянного нагрузочного момента. В статье рассматривается гидродинамическое устройство для нагружения автомобильных стендов, определяющих эксплуатационные параметры двигателей внутреннего сгорания и трансмиссии транспортных средств. Определена структура нагружающего устройства, принципы его действия, область применения. Представлены расчётные зависимости для определения нагружающего момента.

Ключевые слова: гидродинамическое нагружающее устройство, стенд обкатки двигателей внутреннего сгорания автомобилей, тяговый стенд, тормозной стенд, крутящий момент, гидромуфта.

O.V. Vorozhtsov, A.S. Dmitrieva

Pskov State University, Pskov, Russian Federation

HYDRODYNAMIC LOADING DEVICE

The operation of vehicles requires periodic transmission and engine diagnostics to determine such parameters as engine capacity, transmission efficiency and braking force. These parameters are determined on specialized loading and braking roller testing benches that can be equipped with different loading devices. One of such loading devices is hydraulic coupling that adjusts rotation resistance torque by filling coupling inner cavity. Such type of loading device can only be used to measure dynamic characteristics of the vehicle. The advantages of using the hydrodynamic coupling as a testing bench loading device ensure its wide application. However, a number of disadvantages prevent the use of hydrodynamic coupling in the brake bench, as well as in transferring the loading torque to the object of loading. To combine the functions of loading and breaking benches, a device based on hydrodynamic coupling with constant filling of the inner cavity with working fluid is proposed. Loading torque control is achieved by changing the rotation frequency of the fluid coupling wheel, which, depending on the situation, can function as a pump or a turbine. Hydrodynamic coupling rotation frequency is controlled by the speed regulator of the electric engine. The device also provides coupling wheel blocking function to ensure constant loading torque. The research subject is a hydrodynamic device for loading automobile test benches that determine the operating parameters of internal combustion engines and automobile transmissions. In the course of research structural design of the loading device and the principles of its operation have been defined, and computational dependences for determining the loading torque have been developed.

Keywords: hydrodynamic loading device, test bench for internal combustion engines of automobiles, traction tester, brake testing bench, torque, fluid coupling.

Для определения на стендах различного назначения характеристик испытуемого объекта используют в том числе гидравлические нагрузочные устройства, основу которых составляет гидравлическая муфта (в дальнейшем – гидротормоз). В сравнении с индуктивным тормозом, применяемым в качестве нагрузочного устройства стенда, гидродинамический тормоз более прост в конструкции и обходится дешевле как по стоимости, так и по затратам на эксплуатацию [1; 2].

Конструктивно гидротормоз состоит из двух колёс, одно из которых неподвижно, второе через соединительное устройство соосно соединяется с вращающимся валом объекта нагружения (рис. 1) [3]. По сути гидротормоз представляет собой гидромуфту, одно из колёс которой неподвижно. Вращающееся колесо (в дальнейшем – ротор) соосно соединяется с выходным валом нагружаемого объекта или крутящий момент передаётся через, например, фрикционную передачу. Во внутреннюю полость гидромуфты подаётся рабочая жидкость, частицы которой под действием центробежной силы, создаваемой ротором, воздействуют на неподвижное колесо. Таким образом, создаётся сопротивление вращению вала нагружаемого объекта. Момент сопротивления вращению будет зависеть от полноты заполнения рабочей жидкостью полости гидромуфты и от частоты вращения ротора. Согласно зависимости, предложенной В.Е. Тимофеевым, момент сопротивления вращению гидротормоза определяют по формуле [4]:

$$M_{\text{сопр}} = 240R_a^5 \cdot K_1 \cdot K_2 (1 - \Delta)^4 \cdot \Delta \cdot n^2, \quad (1)$$

где R_a – активный радиус ротора; K_1 – коэффициент, зависящий от отношения наименьшего радиуса ротора к наибольшему (активному) радиусу ротора; K_2 – коэффициент, учитывающий влияние отношения глубины лопаток в осевом направлении к активному радиусу ротора; Δ – относительная толщина потока на выходе ротора, зависящая от степени заполнения гидродинамического тормоза водой; n – частота вращения ротора.

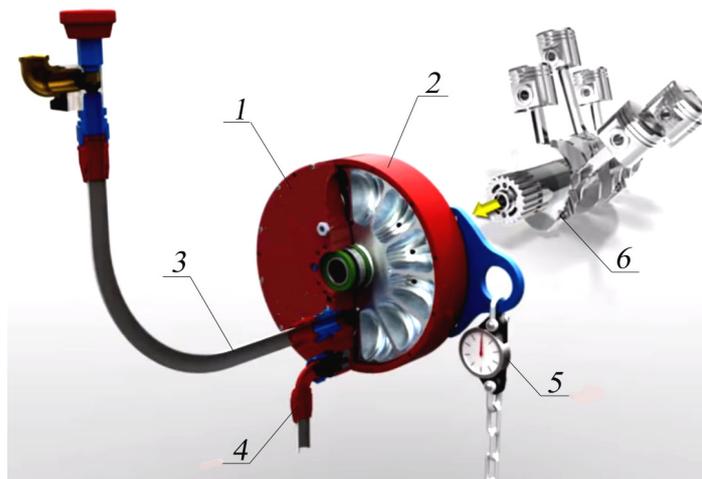


Рис. 1. Гидродинамический тормоз: 1 – неподвижное колесо; 2 – подвижное колесо; 3 – подающий трубопровод; 4 – сливной трубопровод; 5 – динамометр; 6 – нагружаемый объект

Из формулы (1) видно, что тормозной момент зависит от геометрических параметров ротора и неподвижного колеса, от частоты вращения вала ротора и степени заполнения внутренней полости гидротормоза рабочей жидкостью. При известных геометрических параметрах гидротормоза и при $n = \text{const}$ момент сопротивления на валу ротора будет зависеть от степени заполнения внутренней полости гидротормоза рабочей жидкостью. Регулирование степени нагружения на приводном валу объекта осуществляется подачей и отводом рабочей жидкости. В качестве рабочей жидкости традиционно используют воду, так как она обладает большей плотностью в сравнении с маслами, высокой теплоёмкостью и доступностью [5].

Гидродинамический тормоз применяется для обкатки и определения технических параметров двигателей внутреннего сгорания и турбовинтовых двигателей, при спуске бурильных труб, на локомотивах в качестве замедлителя и на тяговых автомобильных стендах [6].

Основными преимуществами гидродинамического тормоза являются [7]:

- достаточная простота конструкции, безопасность использования;
- высокий ресурс, надёжность в эксплуатации, невысокая стоимость;
- высокий создаваемый момент сопротивления;
- простота определения нагружающего момента;
- стабильность тормозного момента по мере повышения температуры рабочей жидкости, в то время как индуктивный тормоз-замедлитель теряет свою эффективность с повышением температуры.

Из недостатков гидродинамического тормоза можно отметить:

– нагрев рабочей жидкости в процессе работы, что может привести к образованию накипи и кавитации. Для стабилизации температуры в конструкции гидродинамического тормоза необходимо использовать охладитель;

– для достижения значительных нагрузочных величин требуются высокие обороты ротора, на небольших частотах вращения ротора при малом наполнении внутренней полости гидравлический тормоз малоэффективен (согласно формуле (1) при $\Delta \rightarrow \min$ момент сопротивления $M_{\text{сопр}} \sim n^2$);

– невозможность использования в качестве передачи нагрузочного момента на испытуемый объект (например, для проверки тормозных механизмов автомобиля на роликовом стенде);

– длительное время стабилизации нагрузки на роторе, что вызвано способом регулирования величины тормозного момента – степенью заполнения рабочей полости гидротормоза [8].

Для более широкого применения гидромурфты в качестве нагружающего устройства можно предложить следующие решения:

– регулирование тормозного момента за счёт изменения частоты вращения ранее неподвижного колеса, возможности его противоположного направления вращению ротора, а также возможность фиксации в неподвижном положении. Такой способ регулирования значительно расширяет возможности гидродинамического тормоза, в частности, определяет широкий диапазон величины тормозного момента;

– применение гидродинамического тормоза не только в качестве нагружающего устройства, но и в качестве гидропередачи нагрузочного момента, что позволяет использовать устройство, например, в универсальных тягово-тормозных стендах испытаний автомобилей.

Техническое решение такого устройства на основе гидромурфты представлено на рис. 2. Колесо «А» гидромурфты 4 соединено с объектом нагружения, колесо «Б» – с электродвигателем. В различных режимах эксплуатации, например при передаче крутящего момента от объекта нагружения, колесо «А» будет являться насосным колесом, при передаче нагрузочного момента от электродвигателя 6 – турбинным колесом.

Сущностью данного устройства является возможность вращения колеса «Б», регулирование скорости его вращения и организация реверсного вращения также с возможностью регулирования скорости вращения и блокировка вращения. Регулирование скорости вращения вала электродвигателя осуществляется с помощью регулятора частоты вращения 13, реверсное вращение – с помощью переключателя 14 частоты вращения валов колёс «А» и «Б», отслеживается с помощью тахометров 3. Измерение нагрузочного момента производится с помощью датчика 2 с выводом данных на блок индикации 7, частоты вращения колёс гидромурфты определяются с помощью тахометров 3. Поддержание температуры рабочей жидкости обеспечивается системой охлаждения 9. Контроль температуры определяется с помощью датчика 12 с выводом данных на блок индикации 11.

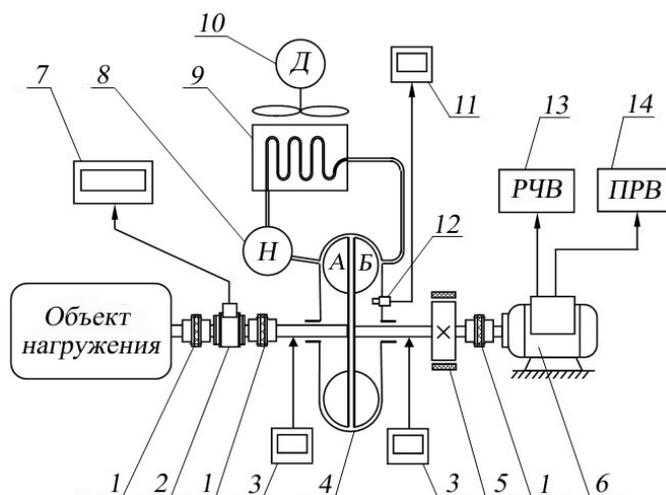


Рис. 2. Схема гидродинамического нагружающего устройства: 1 – муфта; 2 – датчик крутящего момента; 3 – тахометр; 4 – гидромуфта; 5 – колодочный тормоз; 6 – электродвигатель; 7 – блок индикации данных датчика крутящего момента; 8 – насос системы охлаждения; 9 – радиатор системы охлаждения; 10 – двигатель вентилятора системы охлаждения; 11 – блок индикации данных датчика температуры; 12 – датчик температуры; 13 – регулятор частоты вращения вала электродвигателя; 14 – переключатель реверсного вращения вала электродвигателя

В режиме нагружения исследуемого объекта с помощью регулятора частоты вращения вала электродвигателя колесо «Б» является турбинным колесом. Величина частоты вращения турбинного колеса будет определять тормозной момент (момент нагружения), значение которого отслеживается по показаниям индикатора 7.

При круговом циркуляционном движении внутри рабочего пространства гидромуфты рабочая жидкость участвует в двух движениях – относительном вдоль контура лопаток w и переносном вместе с лопатками колеса u (рис. 3) [9].

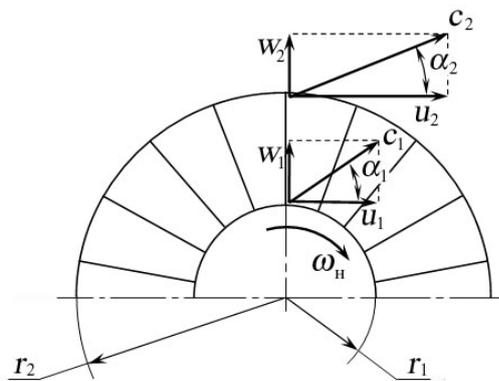


Рис. 3. Треугольники скоростей гидромуфты с прямыми радиальными лопатками

Для определения крутящего момента на колесе гидромуфты применяют уравнение Л. Эйлера для лопастных гидромашин, которое применительно к насосному или турбинному колесу гидромуфты будет иметь вид [10–12]:

$$M = \rho Q (c_{2u} r_2 - c_{1u} r_1), \quad (2)$$

где ρ – плотность циркулирующей рабочей жидкости; Q – расход потока циркулирующей рабочей жидкости во внутренней полости гидромуфты; c_{1u} и c_{2u} – проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости движения рабочей жидкости; r_1 и r_2 – радиусы лопаток рабочих колёс гидромуфты.

В случае разности частот вращения насосного и турбинного колёс активная составляющая момента, передаваемая гидромuftой, будет равна:

$$M_a = \rho Q r_2^2 (\omega_n \pm \omega_t), \quad (3)$$

где ω_n и ω_t – угловые частоты вращения насосного и турбинного колёс.

Плюс или минус, определяющие сумму или разность угловых скоростей колёс в формуле (3), указывают на взаимное направление вращения колёс гидромuftы (минус указывает на вращение в одном направлении, плюс – на противовращение). При остановке вращения турбинного колеса реактивная составляющая момента будет равна нулю, нагружающий момент будет определяться активной составляющей:

$$M_a = \rho Q r_2^2 \omega_n. \quad (4)$$

Таким образом, изменяя частоту вращения электродвигателя с учётом возможности реверсного вращения, диапазон нагружающего момента при испытаниях объекта нагружения будет значительным. При использовании колодочного тормоза для блокировки колеса «Б» гидромuftы момент нагружения будет зависеть от частоты вращения вала объекта нагружения.

Передача крутящего момента на нагружаемый объект от электродвигателя (например, на тормозном стенде) на расчётном режиме будет происходить за счёт реактивной составляющей гидродинамического момента:

$$M_p = \rho Q (u_{1m} r_2 - u_{2m} r_1) = \rho Q \omega_m (r_2^2 - r_1^2), \quad (5)$$

где u_{1m} и u_{2m} – переносная скорость движения рабочей жидкости на колесе «А».

Данное устройство можно использовать для нагружения стенда обкатки двигателей внутреннего сгорания, для определения технических характеристик двигателя при широком диапазоне нагрузочных моментов на том же стенде, а также в составе универсального тягово-тормозного стенда. Постоянное наполнение внутренней полости гидромuftы рабочей жидкостью обеспечивает [13–15]:

- номинальное скольжение колёс гидромuftы, составляющее не более 4–5 %;
- повышается плавность работы, устраняется такое явление, как крутильная вибрация, присутствующая при работе гидромuftы с переменным наполнением;
- отсутствие ударных возмущений, повышается «отклик» на изменение величины нагружающего момента.

Применение гидромuftы как основы предлагаемого нагружающего устройства основано на возможности длительного поддержания нагрузки значительной мощности.

Список литературы

1. Аксёнов А.З., Горбунов В.П., Сергеев Н.Н. Определение размеров проточной части динамометров-гидротормозов для обкатки и испытания двигателей внутреннего сгорания [Электронный ресурс] // Современная техника и технологии. – 2016. – № 12, ч. 1. – URL: <https://technology.snauka.ru/2016/12/10916> (дата обращения: 01.03.2022).
2. Егоров А.Л., Костырченко В.А., Мадьяров Т.М. Обзор конструкций и усовершенствование гидравлической муфты // Фундаментальные исследования. – 2016. – № 4 (ч. 1). – С. 28–32.
3. Tech talk animation on how water brakes work [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.youtube.com/watch?v=nSNkVB0BXnHM> (дата обращения: 10.03.2022).
4. Бобылева Т.В. Гидродинамический тормоз буровой лебедки. Конструкция и расчет: метод. указания к выполнению практических работ. – Ухта: УГТУ, 2010. – 19 с.
5. Иванов В.Б., Ситас В.И., Рихтер М. Оценка эффективности внедрения гидромuft для регулирования производительности центробежных насосов // Энергетика, энергосберегающие технологии и оборудование. – 2015. – № 4/1 (24). – С. 55–60.

6. Анализ характеристик современного оборудования для определения тягово-скоростных свойств автомобилей в лабораторных условиях / Н.В. Савенков [и др.] // Вестник СибАДИ. – 2019. – Т. 16, № 3. – С. 276–289.
7. Ковалев И.С. Математическое и компьютерное моделирование гидравлического тормоза-замедлителя // Вестник СибАДИ. – 2018. – Т. 15, № 3. – С. 400–411.
8. Hongbin Mu, Wei Wei, Lingxing. Braking characteristics integrating open working chamber model and hydraulic control system model in a hydrodynamic retarder // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C // Journal of Mechanical Engineering Science. – 2019. – Vol. 233, issue 6. – P. 1592–1971.
9. Лопастные машины и гидродинамические передачи: учебное пособие / Л.А. Пресняков, С.В. Буланов, Г.С. Мазлумян, Г.О. Трифонова, О.И. Трифонова. – М.: Филиал ВГУП «ЦЭНКИ»-КБТХМ, 2017. – 220 с.
10. Овчинников В.М., Халиманчик В.А., Невзоров В.В. Гидравлические передачи тепловозов: учебное пособие. – Гомель: Министерство образования Республики Беларусь, УО «БелГУТ», 2006. – 155 с.
11. Калекин А.А. Гидравлические и пневматические приводы сельскохозяйственных машин. – М.: Мир, 2006. – 512 с.
12. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник для вузов / под ред. А.А. Шейпака. – 5-е изд., доп. и перераб. – М.: МГИУ, 2008. – 352 с.
13. Гордиенко А.Н., Ибрагимова Г.Е. К вопросу применения на тракторах гидродинамических муфт // Наука и техника Казахстана. – 2004. – № 2. – С. 32–56.
14. Озерский А.И. Модель гидромолы с асинхронным электрическим двигателем // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2011. – № 5. – С. 58–66.
15. Бобрышов А.В., Прохорская Ю.В., Лиханос В.А. Влияние гидромолы на динамические нагрузки в трансмиссии машинно-тракторного агрегата // Вестник АПК Ставрополя. – 2012. – № 4 (8). – С. 54–56.

References

1. Akcionov A.Z., Gorbunov V.P., Sergeev N.N. Opredelenie razmerov protochnoi chaste dinametrov-gidrotormozov dlia obkatki i ispytania dvigatelei vnutrennego sgorania [Determination of the dimensions of the flow path of dynamometers-hydraulic brakes for running in and testing internal combustion engines] // *Sovremennaya tekhnika i tekhnologii*, 2016, no. 12, part 1 [Electronic resource]: <https://technology.snauka.ru/2016/12/10916> (accessed 01.03.2022).
2. Egorov A.L., Kostyrchenko V.A., Madiarov T.M. Obzor konstrukcii i usoverchenstvovanie gidravlichesoi mufty [Overview of designs and improvement of the hydraulic coupling] // *Fundamental'nye issledovaniya*, 2016, no. 4 (part 1), pp. 28-32.
3. Tech talk animation on how water brakes work [Presentation, video]. <https://www.youtube.com/watch?v=nSNkBOBXnHM> (accessed 10.03.2022).
4. Bobyleva T.V. Gidrodinamicheskii tormoz gruzovoi lebedki. Konstrukcia i raschiet: guidelines for the implementation of practical work. Uhta: UGTU, 2010, 19 p.
5. Ivanov V.B., Sitas V.I., Richter M. Ocenka effektivnosti vnedreniya gidromufty dlia regulirovaniya proizvoditel'nosti centrobegnykh nasosov [Evaluation of the effectiveness of the introduction of fluid couplings to control the performance of centrifugal pumps] // *Energetika, energosberegaushie tekhnologii i oborudovanie*, 2015, no. 4/1, pp. 55-60.
6. Savenkov N.V., Poniakin V.V., Chekulaev S.A., Butenco V.V. Analiz karakteristik sovremennogo oborudovaniya dlia opredeleniya tiagovo-skorostnykh svoystv avtomobilei v laboratornykh usloviyah [Analysis of the characteristics of modern equipment for determining the traction and speed properties of vehicles in laboratory conditions] // *Vestnik SibADI*, 2019, vol. 16, no. 3, pp. 276-289.
7. Kovaliev I.S. Matematicheskoe i komp'yuternoe modelirovaniye gidravlicheskogo tormoza-zamedlitelia [Mathematical and computer modeling of a hydraulic retarder] // *Vestnik SibADI*, 2018, vol. 15, no. 3, pp. 400-411.
8. Hongbin Mu, Wei Wei, Lingxing. Braking characteristics integrating open working chamber model and hydraulic control system model in a hydrodynamic retarder // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, V. 233, Issue 6, pp. 1592-1971. doi.org/10.1177/0954406218780510
9. Lopastnye mashiny i gidrodinamicheskie peredachi: uchebnoye posobie [Vane machines and hydrodynamic transmissions: a training manual] / L.A. Presniakov, S.V. Bulanov, G.S. Mazlumyan, G.O. Trifonova, O.I. Trifonova. Moscow, filial VGUP «CENKI» -KBTXM, 2017, 220 p.

10. Ovchinnikov V.M. Gidravlicheskie peredachi teplovozov: uchebnoe posobie [Hydraulic transmissions of diesel locomotives: a training manual] / V.M. Ovchinnikov, V.A. Chalimanchik, V.V. Nevzorov. Ministry of Education of the Republic of Belarus, UO «BelGUT», Gomel, 2006, 155 p.
11. Kalekin A.A. Gidravlicheskie i pnevmaticheskie privody sel'skokoziastvennyh mashin [Hydraulic and pneumatic drives of agricultural machines]. Moscow, MIR, 2006, 512 p.
12. Lepeshkin A.V., Mikhailin A.A., Sheipak A.A. Gidravlika i gidropnevmoпривод: uchebник dlia vuzov [Hydraulics and hydropneumatic drive: a textbook for universities]. Moscow, MGIU, 2008, 352 p.
13. Gordienko A.N., Ibragimova G.E. K voprosu primeneniia na traktorakh gidrodinamicheskikh muft [On the issue of using hydrodynamic couplings on tractors] // *Nauka i tekhnika Kazarhstana*, 2004, no. 2, pp. 32-56.
14. Ozerskii A.I. Model gidromufty s asinkhronnym dvigatelem [Model of fluid coupling with asynchronous electric motor] // *Ivestia vuzov. Severo-Kavkazskii region. Seria: Tekhnicheskie nauki*, 2001, no. 5, pp. 58-66.
15. Bobryshov A.V., Prokhorskaia U.V., Likhanos V.A. Vlianie gidromufty na dinamicheskie nagruzki v transmissii mashinno-traknornogo agregata [Influence of a fluid coupling on dynamic loads in the transmission of a machine-tractor unit] // *Vestnik APK Stavropolia*, 2012, no. 4 (8), pp. 54-56.

Об авторах

Ворожцов Олег Васильевич (Псков, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры автомобильного транспорта института инженерных наук Псковского государственного университета (Россия, 180000, г. Псков, ул. Льва Толстого, 4, e-mail: voroz1968@mail.ru).

Дмитриева Анна Сергеевна (Псков, Россия) – старший преподаватель кафедры автомобильного транспорта института инженерных наук Псковского государственного университета (Россия, 180000, г. Псков, ул. Льва Толстого, 4, e-mail: anna-listratova@rambler.ru).

About the authors

Oleg V. Vorozhtsov (Pskov, Russian Federation) – Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor of the Department of Road Transport, Institute of Engineering, Pskov State University (4, st. Lev Tolstoy, Pskov, 180000, Russian Federation, e-mail: voroz1968@mail.ru).

Anna S. Dmitrieva (Pskov, Russian Federation) – Senior Lecturer of Automobile Transport chair, Institute of Engineering, Pskov State University (4, st. Lev Tolstoy, Pskov, 180000, Russian Federation, e-mail: anna-listratova@rambler.ru).

Финансирование. Исследование не имело спонсорской поддержки.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Поступила: 19.04.2022

Одобрена: 26.04.2022

Принята к публикации: 26.05.2022

Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом: Ворожцов, О.В. Гидродинамическое нагружающее устройство / О.В. Ворожцов, А.С. Дмитриева // *Транспорт. Транспортные сооружения. Экология.* – 2022. – № 2. – С. 12–18. DOI: 10.15593/24111678/2022.02.02

Please cite this article in English as: Vorozhtsov O.V., Dmitrieva A.S. Hydrodynamic loading device. *Transport. Transport facilities. Ecology*, 2022, no. 2, pp. 12-18. DOI: 10.15593/24111678/2022.02.02