

П.Н. Ненашев¹, С.В. Абдулов¹, А.И. Тараторкин²

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ АМФИБИЙНОЙ МАШИНЫ

¹Акционерное общество «Специальное конструкторское бюро машиностроения»
Курган, Россия

²Институт машиноведения Уральского Отделения РАН
Екатеринбург, Россия

Исследуется процесс динамического нагружения привода водометного движителя (ПВД) быстроходных гусеничных амфибийных машин (БГАМ). Представлена экспериментальная оценка динамического нагружения привода водометных движителей. Применительно к объекту исследования на основе анализа амплитудно-частотной характеристики динамического момента установлено, что резонансные режимы возникают вследствие периодического изменения параметров системы, определяемых кинематикой асинхронных шарниров карданных передач. Основной причиной ограничения долговечности элементов конструкции ПВД является отсутствие учета динамических составляющих момента при возбуждении резонансных колебаний. Полученные результаты могут быть использованы для совершенствования методики проектного расчета приводов водометных движителей.

Ключевые слова: амфибийная машина, эксперимент, водомет, движитель, динамика, резонанс, динамическая нагруженность, привод, колебания динамического момента.

Введение

Одним из основных свойств быстроходных гусеничных амфибийных машин (БГАМ) является способность преодолевать водные преграды без предварительной подготовки. При этом, в случае отказа на плаву привода водоходного движителя (ПВД), БГАМ полностью теряет подвижность – одно из основных свойств быстроходных гусеничных машин. В связи с этим, требования по уровню надежности, предъявляемые к элементам конструкции ПВД, очень высоки. Для обеспечения движения на плаву в конструкциях амфибийных машин используются различные типы движителей. В качестве водоходного движителя могут применяться как сухопутные движители (колесный, гусеничный, роторно-винтовой), так и специализированные – гребные винты, водометы. С целью обеспечения скоростных свойств, энергоэффективности и надежности БГАМ конструкция водоходных движителей и их приводов непрерывно совершенствуются. Однако опыт эксплуатации серийных и результаты экспериментальных исследований опытных образцов изделий БГАМ свидетельствуют, что до 85 % поломок водометных движителей приходится на элементы конструкции их приводов (рис. 1). По результатам проектного расчета ПВД объекта исследования – плавающей гусеничной машины установлено, что запас прочности элементов конструкции составляет 3...4. Из опыта доводки опытных образцов машины следует, что долговечность элементов ПВД ограничена и не превышает 20 % требуемого ресурса. В работе выдвигается гипотеза, что это происходит вследствие возникновения колебательных процессов в динамической системе, не учитываемых при проектном расчете. Соответственно, целью является экспериментальное исследование динамической нагруженности ПВД быстроходных гусеничных амфибийных машин.

Методы проектного расчета БГАМ основаны на исследованиях А.П. Степанова [1], которые в свою очередь, базируются на теории корабля Я.И. Войткунского [2]. Водоходные движители были достаточно подробно рассмотрены А.А. Русецким [3], А.Н. Папиром [4],

С.В. Куликовым [5]. В их работах рассмотрена струйная теория водометных движителей и предложены методы определения оптимальных параметров элементов конструкции проектируемых машин. При известных методах проектного расчета номинальные размеры деталей приводов определяются из условия обеспечения прочности и долговечности в зависимости от нагрузок, рассчитываемых с учетом коэффициента динамичности [6], без учета высокочастотных составляющих динамического процесса. Это приводит к ограничению ресурса элементов ПВД. Таким образом, обзор известных методик проектного расчета показал, что при проектировании оценке особенностей динамического нагружения ПВД не уделяется требуемого внимания.



Рис. 1. Разрушения элементов привода водометных движителей:

*а), б) рабочего колеса водомета; в) шипа крестовины карданного вала
г), д) опор креплений элементов привода; е) проушины крепления углового редуктора;
ж) крестовины карданного вала; з) резьбового соединения креплений опор элементов привода*

Помимо этого, экспериментальными исследованиями опытных образцов БГАМ установлено, что высокий уровень виброн нагруженности приводит к ослаблению болтовых соединений крепления опор элементов конструкции привода с последующим их разрушением. Анализ исследований показал [7-11], что ослабление болтовых соединений происходит вследствие уменьшения коэффициента трения в резьбовом соединении при высокочастотных вибрациях, что приводит к уменьшению трения в резьбе, а в отдельных случаях – к полной потери самоторможения [12,13]. Болтовое соединение предполагает предварительный натяг, гарантирующий передачу усилия между соединяемыми элементами. Тем не менее, в болтовых соединениях часто наблюдается самоослабление, что может привести к снижению работоспособности конструкции [14,15]. Исследованию виброн нагруженности ТС посвящены работы многих отечественных и зарубежных ученых. В работах В.Б. Держанского и И.А. Тараторкина [16,17] рассматривается виброн нагруженность дотрансформаторной зоны трансмиссии. Устранение крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля исследовано в трудах И.Т. Воробьева [18]. Ф.Р. Геккером составлена методика определения оптимального момента трения демпфера трансмиссий автомобиля [19], А.И. Гришкевич, А.С. Литвинов, Й. Раймпель, М.С. Высоцкий и др. подробно описывают каждый агрегат, приводит анализ и расчет отдельных систем [20-24]. Однако применительно к динамическому нагружению ПВД необходимо проведение дополнительных исследований.

Таким образом, проблема прогнозирования динамической нагруженности ПВД на этапе проектирования и установлении его амплитудно-частотных характеристик, а также исключение возможных последствий по ограничению долговечности, в совокупности с особенностями работы болтовых соединений, является актуальной.

Объект и условия экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования динамической нагруженности ПВД выполнены при ходовых испытаниях многоцелевого плавающего транспортера массой 13,2 т, оснащенного дизельным двигателем и гидромеханической трансмиссией. На машине установлены два водометных движителя, размещенных на днище вдоль правого и левого бортов корпуса. Привод ПВД включает в себя угловые редукторы и карданные передачи.

Испытания образца на плаву проводились в соответствии с основными положениями типовой методики испытаний, плавающих гусеничных и колесных машин на следующих режимах: работа привода водометных движителей на фиксированных частотах вращения двигателя; вход-выход образца в воду и выход из нее; поворот изделия на плаву влево и вправо (маневр «змейка»); включение реверса на плаву для определения собственных частот системы и демпфирующих свойств привода; интенсивный разгон водометов на воде. Параметры и их характеристики, измеряемые во время эксперимента, приведены в табл. 1. Схема установки аппаратуры представлена на рис. 2. В процессе проведения экспериментальных исследований выполнялся спектральный анализ крутящего момента в режиме реального времени.

Таблица 1.

Характеристика измеряемых параметров при исследованиях на плаву

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение параметра	Единица измерения	Диапазон измерения
1	Время	t	с	0...14400
2	Крутящий момент	M	Н·м	±1000
3	Частота вращения вала двигателя	n _д	об/мин	0...2400
4	Виброускорения по трем осям на корпусе углового редуктора.	a	м/с ²	0...500

Для установления тождественности совпадения измеряемых параметров по экспериментальным данным выполнялась градуировка и тарировка измерительных каналов. Комплекс информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры аттестован в установленном порядке. При определении уровня нагруженности динамической системы без присоединенной массы воды, возможности возникновения резонансных режимов и определения приведенного момента инерции динамической системы осуществлялся разгон водометов на суше при резком изменении частоты вращения вала двигателя от 1400 об/мин до 2600 об/мин. Установлено, что максимальная величина моментов на валах приводов водометов не превышает 29 Нм, амплитуда переменной составляющей не превышает 8...10 Нм, резонансных режимов не выявлено.

Результаты определения зависимости динамического момента от частоты вращения вала двигателя в рабочем диапазоне двигателя от минимальных до максимально возможных при движении по воде приведены на рис. 3. Из полученных данных следует, что средняя величина момента на валах карданных передач изменяется в квадратичной зависимости. Максимальная величина динамической составляющей отмечается на частотах вращения вала двигателя 1300...1500 об/мин и имеет значение 197,1 Нм (кривая 1 на рис. 3). При этом суммарный момент средней и переменной составляющих во всем рабочем диапазоне частот вращения двигателя не превышает расчетный (кривая 3 на рис. 3). Динамическая нагруженность во время входа и выхода из воды незначительна, при повороте изделия на плаву влево и вправо (маневр «змейка») характеризуется повышением передаваемого момента на водомет отстающего борта до 10 %, что также не превышает допустимые значения.

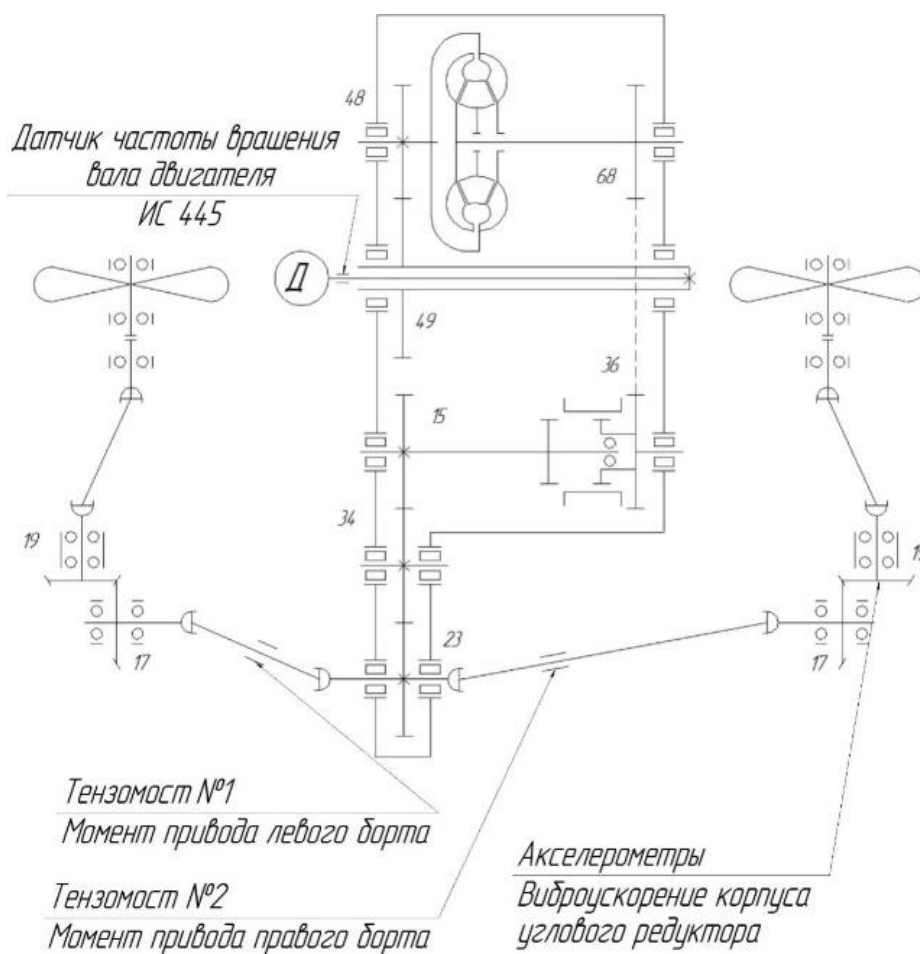


Рис. 2. Схема установки аппаратуры на объекте исследования

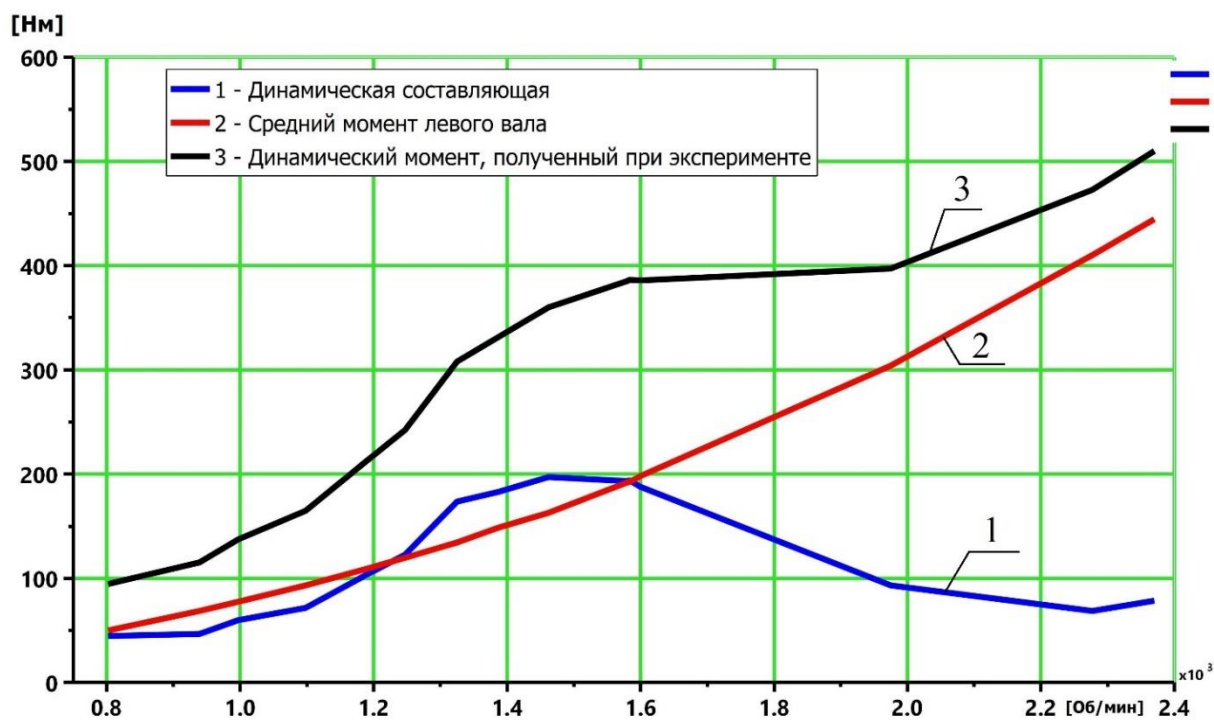


Рис. 3. График зависимости динамического момента в приводе водометных движителей от частоты вращения вала двигателя

Обработка и анализ результатов экспериментального исследования

При определении уровня нагруженности динамической системы с присоединенной массой воды и определении приведенного момента инерции динамической системы с присоединенной массой воды осуществлялся при интенсивном разгоне водометов на плаву. Установлено, что величина заброса моментов на валах приводов водометов не превышает установленных значений для соответствующих оборотов двигателя из-за существенного демпфирования колебаний. Иллюстрация возбуждаемых колебаний в приводе водомета и результаты определения периодических составляющих момента в частотной области приведены на рис. 4. По результатам испытаний выявлен ранее неисследованный новый эффект возбуждения режима биений в ПВД, возникающий вследствие близкого совпадения частот вращения валов углового редуктора ($u = 19/17$).

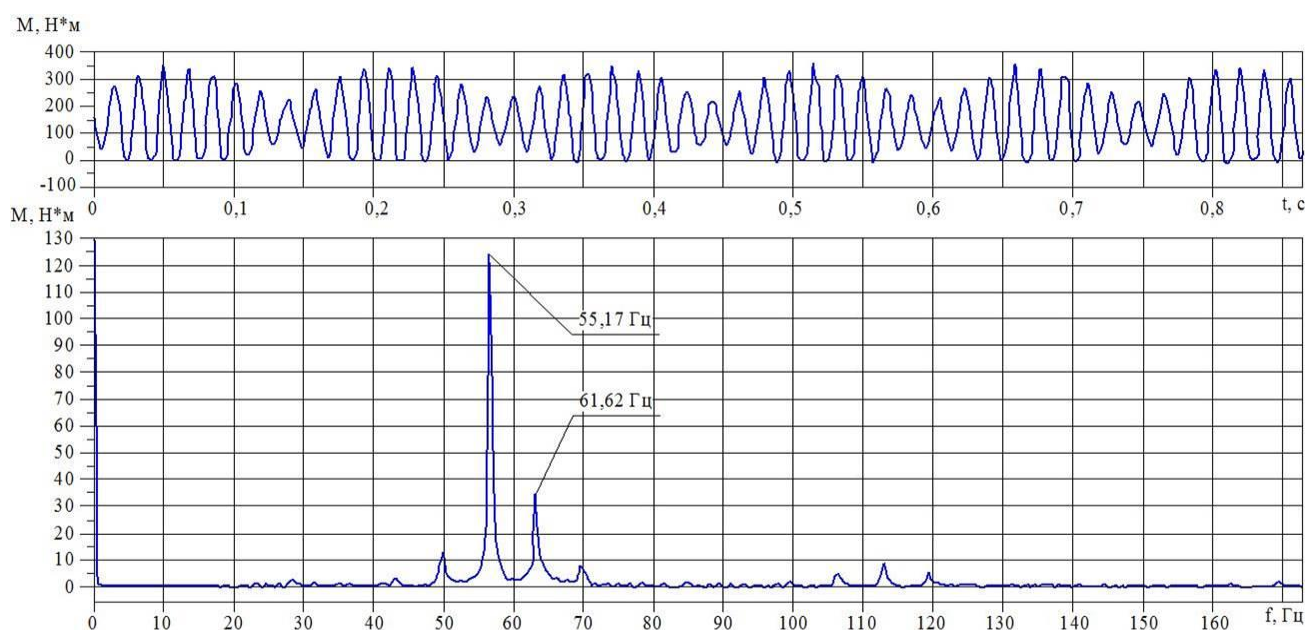


Рис. 4. Фрагмент осциллограммы и АЧХ динамического момента ПВД

По результатам обработки экспериментальных данных определены собственная частота приведенной динамической системы, составляющая 32...35 Гц, и коэффициент затухания, характеризующий демпфирующие свойства, составляющий 10...12 Нм*с (рис. 5).

В результате выполненных экспериментальных исследований установлено:

- во всем частотном диапазоне работы вала двигателя момент на карданных валах приводов водометов не превышает значения 510 Нм;
- для снижения амплитуд колебаний динамического момента, действующего в ПВД, содержащем карданные передачи, повышения срока службы его элементов, целесообразно выполнить расчет требуемых углов относительного разворота вилок карданных шарниров обоих валов приводов каждого борта;
- включение режима блокировки гидротрансформатора не оказывает существенного влияния на динамическую нагруженность приводов водомета на всех режимах их работы;
- нагруженность валов приводов определяется статическим моментом и динамической составляющей, вызванной периодическими колебаниями с частотой равной двукратной частоте вращения карданов.

Максимальная амплитуда динамической составляющей равна 193...197 Нм при частоте колебаний от 50 до 65 Гц при средней величине момента 149 Нм. При максимальной ве-

личине среднего момента на оборотах 2400 об/мин переменная составляющая составляет 68 ... 78 Нм. За 50 час работы привода на оборотах вала двигателя 1400 об/мин число дополнительных, не учитываемых в расчетах циклов нагружения, составляет 11 млн. Эти параметры являются исходными данными для выполнения дополнительного расчета для оценки долговечности карданных передач. Установленные значения параметров приведенной динамической системы, такие как приведенный момент инерции водомета с учетом присоединенной массы воды, коэффициент затухания колебаний, а также собственная частота системы могут быть использованы при выполнении уточненного расчета динамической нагруженности приводов водометов.

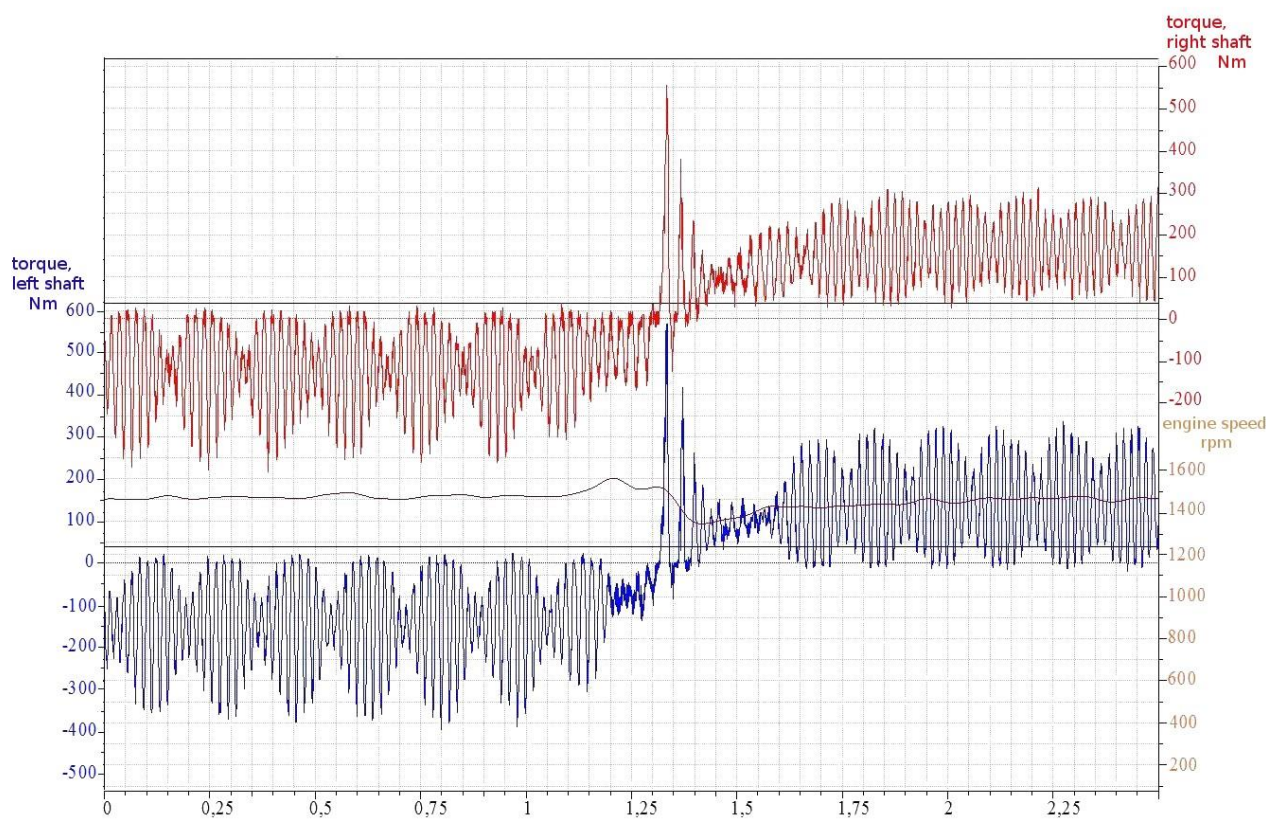


Рис. 5. Динамический момент при включении реверса на плаву

Заключение

Проведенный анализ современного состояния вопроса по динамической нагруженности ПВД БГАМ, а также результаты выполненных экспериментальных исследований о динамической нагруженности элементов конструкции ПВД при движении БГАМ на плаву, позволили обосновать вывод о том, что основной причиной ограничения долговечности элементов конструкции ПВД является несовершенство методики проектного расчета, не учитывающей возбуждение колебательных процессов.

Экспериментально обоснована необходимость разработки усовершенствованной методики проектного расчета, учитывающей кинематические и силовые периодически изменяемые свойства пространственно расположенных карданных передач, возбуждающих резонансные колебания в приводе водометного движителя.

Библиографический список

1. **Степанов, А.П.** Проектирование амфибийных машин / А. П. Степанов. – М.: Мегалион, 2007. – 420 с.
2. Справочник по теории корабля: в трех томах. Том 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые двигатели / Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. – 768 с.
3. **Мавлюдов, М.А.** Двигатели быстроходных судов / М.А. Мавлюдов, А.А. Русецкий, Ю.М. Садовников, Э.А.Фишер. – Л.: Судостроение, 1982. – 280 с.
4. **Папир, А.Н.** Водометные двигатели малых судов / А.Н. Папир. – Л., Судостроение, 1970. – 254 с.
5. **Куликов, С.В.** Водометные двигатели / С.В. Куликов, М.Ф. Хражкин. – Л.: Судостроение. – 1980, – 312 с.
6. **Пантелеев, В.Ф.** Расчеты деталей машин: учеб. пособие. – 3-е изд., доп. / В.Ф. Пантелеев. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 164 с.
7. **Блехман, И.И.** Вибрационная механика / И.И. Блехман. – М.: Физматлит, 1994. – 400с.
8. **Блехман, И.И.** Об износе оборудования в условиях вибрации и ударных нагрузок / И.И. Блехман, Л.И. Блехман, В.Б. Васильков, К.С. Иванов, К.С. Якимова // Вестник научно-технического развития. – 2012. – №11.
9. **Zhu, M. H.** On the mechanisms of various fretting wear modes / M.H. Zhu, Z.R. Zhou // Tribology International. – 2011. – Vol. 44. – P. 1378-1388.
10. **Yong, Liu** Evaluation of fretting wear based on the frictional work and cyclic saturation concepts / Liu Yong, Xu Jin-Quan, Mutoh Yoshiharu // International Journal of Mechanical Sciences. – 2008. – Vol. 50. – P. 897-904.
11. **Helmi, Attia** A generalized fretting wear theory / Attia Helmi // Tribology International. – 2009. – Vol. 42. – P. 1380-1388.
12. **Биргер, И.А.** Расчет на прочность деталей машин. Справочник. 4-изд, перераб. и доп. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
13. **Liang, D.** Decision fusion system for bolted joint monitoring / D. Liang and S.-F. Yuan, Shock and Vibration, vol. 2015, Article ID 592043, 11 pages, 2015.
14. **Zhu, L.** Experimental study on initial loss of tension in bolted joints / L. Zhu, J. Hong, G. Yang, X. Jiang // Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 230, no. 10, – P. 35-54, 2015.
15. **Junker, G.** New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration / G. Junker // SAE Technical Paper 690055, 1969, <https://doi.org/10.4271/690055>.
16. **Держанский, В.Б.** Прогнозирование резонансных режимов в гидромеханической трансмиссии транспортной машины / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, А.С. Климова // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. – 2008. – №10 (110).
17. **Держанский, В.Б.** Основы методики прогнозирования динамической нагруженности дотрансформаторной зоны ГМП / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин, Б.А. Голосеев, Ю.Н. Гизатуллин // Вестник Курганского государственного университета. – 2008. – №3 (13).
18. **Воробьев, И.Т.** Устранение шума шестерен и крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с шестицилиндровым V-образным двигателем ЯМЗ / И.Т. Воробьев, И.И. Козлов // Автомобильная промышленность. – №6. – 1964.
19. **Геккер, Ф.Р.** К методике определения оптимального момента трения демпфера трансмиссий автомобиля / Ф.Р. Геккер // Автомобильная промышленность. – №2. – 1969.
20. **Высоцкий, М.С.** Автомобили. Специализированный подвижной состав / М.С. Высоцкий, А.И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1989. – 240 с.
21. **Литвинов, А.С.** Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
22. **Раймпель, Й** Шасси автомобиля. Элементы подвески / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
23. **Гришкевич, А.И.** Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. Ред. А.И. Гришкевича; М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
24. **Афанасьев, Б. А.** Проектирование полноприводных колесных машин: в 2 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов; под общ. ред. А. А. Полунгяна. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000.
25. **Колчин, А.И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. – 4-е изд. / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высш. Школа, 2008. – 496 с.

26. Гимадиев, А.Г. LMS Imagine.Lab AMESim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах: учебное пособие / А.Г. Гимадиев, П.И. Грешняков, А.Ф. Синяков. – Самара: СамНЦ РАН, 2014. – 138 с.
27. LMS Imagine.Lab Amesim. Integrated simulation platform for multi-domain mechatronic systems simulation. URL: <http://www.plm.automation.siemens.com>.
28. LMS Imagine.Lab AMESim. Reference guide [Электронный ресурс]: электрон. дан. и прогр. (46,8 Мб), 2013. – 1 электрон. опт. диск (CDROM).
29. Игнатов, А.В. Преимущества клеевой фиксации резьбы / А.В. Игнатов, Н.С. Кечаев // Метизы – №3. – 2002.
30. Loctite. World wide design handbook. — Loctite European Group, Munich, Germany, 1998 – 450 p.
31. ТУ 2242–003–50686066–2003. Анаэробный клей–герметик АНАКРОЛ®–202.

*Дата поступления
в редакцию: 15.01.2021*

P.N. Nenashev¹, S.V. Abdulov¹, A.I. Taratorkin²

EXPERIMENTAL STUDY OF THE DYNAMIC LOADING OF A WATER JET PROPULSION DRIVE OF A HIGH-SPEED TRACKED AMPHIBIOUS VEHICLE

¹Joint-stock Company «Special design Bureau of machine building», Kurgan

²Institute of Engineering Science Ural Branch RAS, Yekaterinburg

Purpose: Experimental study of the dynamic loading of a water jet propulsion drive

Findings: The need to develop an improved design calculation technique that takes into account the kinematic and power, periodically changing properties of spatially located cardan gears that excite resonant vibrations in the drive of a water jet propulsion system is experimentally justified.

The problem solution: One of the main properties of high-speed tracked amphibious vehicles is the ability to overcome water obstacles. At the same time, ensuring the movement of tracked vehicles afloat is most effectively carried out by a water jet engine, which is the object of the study performed. The subject of the study is the process of dynamic loading of the water jet propulsion drive. The aim of the study is an experimental assessment of the dynamic loading of the drive of water jet propellers. With regard to the object of study, based on the analysis of the amplitude-frequency characteristic of the dynamic moment, it is established that resonant modes arise due to periodic changes in the system parameters determined by the kinematics of asynchronous joints of cardan gears. The main reason for limiting the durability of the design elements of the water jet propulsion drive is not taking into account the dynamic components of the moment when resonant vibrations are excited. The obtained results of the study can be used to improve the methodology of design calculation of water jet propulsion drives.

Key words: amphibious vehicle, experiment, water cannon, propulsion, dynamics, resonance, dynamic loading, drive, dynamic moment fluctuations.