

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА ВОДОМЕТНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ АМФИБИЙНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

П.Н. Ненашев¹, С.В. Абдулов¹, В.Б. Держанский², И.А. Тараторкин³,
А.И. Тараторкин³, А.А. Волков³

¹АО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, Россия,

²Курганский государственный университет, г. Курган, Россия,

³Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, Россия

В статье приводятся результаты теоретических и экспериментальных исследований динамической нагруженности привода водометных движителей (ПВД) амфибийных гусеничных машин (АГМ). Актуальность исследования состоит в необходимости повышения ресурса элементов привода. Цель исследования состоит в изучении причин формирования высокой динамической нагруженности привода. Для достижения цели решаются следующие задачи: 1 – разрабатывается расчетная схема системы «двигатель – трансмиссия – водоходный движитель – машина» и выполняется имитационное моделирование динамики системы; 2 – приводятся результаты экспериментального исследования динамической нагруженности привода водоходного движителя в процессе движения амфибийной гусеничной машины на плаву; 3 – выполняется статистическая обработка результатов теоретического и экспериментального исследования и оценка их сходимости; 4 – уточняется алгоритм проектного расчета с учетом динамических эффектов, возникающих в приводе водометного движителя.

При решении поставленных задач выполнено имитационное моделирование динамики системы на основе разработанной математической модели с использованием методов теоретической механики, дифференциального и интегрального исчисления. Анализ динамических процессов осуществлялся с применением прикладного программного продукта LMS Imagine.Lab Amesim. Верификация математической модели и принимаемых допущений производилась при экспериментальном исследовании нагруженности ПВД АГМ. При автоматизированной обработке результатов экспериментальных исследований применялись методы математической статистики, теории вероятности и модального анализа. Обработка осуществлялась в прикладном программном обеспечении Power Graph Professional.

Анализ результатов имитационного моделирования показал, что повышенная динамическая нагруженность привода водометного движителя возникает вследствие «биений» и резонансов в динамической системе при потере устойчивости колебательных процессов, приводящих к возникновению значительных амплитуд виброускорений. При этом проявляется эффект самопроизвольного ослабления болтовых соединений в нелинейной системе, описанный И.И. Блехманом.

Результаты исследования позволили уточнить алгоритм проектного расчета и могут быть использованы при проектировании приводов водометных движителей амфибийных машин.

Ключевые слова: динамическая нагруженность, математическая и имитационная модели, эксперимент, оценка адекватности.

Введение

К ПВД АГМ предъявляются высокие требования по уровню надежности. Это связано с тем, что отказ одного элемента привода исключает возможность движения на воде. В то же время опыт эксплуатации АГМ и результаты экспериментального исследования опытных образцов свидетельствуют об ограниченной долговечности элементов ПВД. До 85 % нарушений функционирования происходят вследствие возбуждения колебательных процессов, что и определяет актуальность проведения исследований, направленных на снижение динамической нагруженности ПВД АГМ.

Расчет и конструирование

Методы проектного расчета АГМ основаны на работах А.П. Степанов [1], которые в свою очередь, базируются на теории корабля и приведены в работах Я.И. Войткунского [2]. Водоходные движители были достаточно подробно рассмотрены А.А. Русецким [3], А.Н. Папиром [4], С.В. Куликовым [5]. В этих 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 оценке особенностей динамического нагружения ПВД не уделяется требуемого внимания.

Кроме того, экспериментальными исследованиями опытных образцов АГМ установлено, что высокий уровень вибронгруженности приводит к ослаблению болтовых соединений крепления опор элементов конструкции привода с последующим их разрушением. Анализ литературных данных 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 потере самоторможения [12]. Поэтому в работе выдвигается гипотеза о том, что одной из причин ограничения долговечности является ослабление болтовых соединений [13]. На практике болтовое соединение всегда требует достаточно большого предварительного натяга, гарантирующего передачу усилия между соединяемыми элементами. Тем не менее из-за работы в тяжелых условиях у болтовых соединений часто наблюдается самоослабление (постепенная потеря предварительного натяга) с увеличением срока службы, что может привести к снижению работоспособности конструкции [14]. В 1969 году Юнкер [15] впервые указал, что поперечное или сдвигающее нагружение является наиболее опасным видом приложения нагрузки, приводящим к самоотвинчиванию. Пай и Гесс [16, 17] ввели понятие локализованного скольжения и классифицировали процесс самоотвинчивания. Касей [18], Идзуми [19] и др. исследовали механизм самоослабления как микроскольжение опорной поверхности. Авторы показали, что возникает ослабление, когда поперечная нагрузка достигает значений в диапазоне от 50 % до 60 % критической нагрузки, приводящей к скольжению опорной поверхности. В последнее время циклическая нагрузка при вращении была принята как еще одна из причин самоослабления [20, 21]. В работе [22] обсуждается теория самоотвинчивания предварительно натянутых болтовых соединений под действием вибрации, даются рекомендации по проектированию болтовых соединений, позволяющие исключить эффект самоотвинчивания.

В связи с этим проблема прогнозирования динамической нагруженности ПВД на этапе проектирования и установления его амплитудно-частотных характеристик, а также исключение возможных последствий по ограничению долговечности в совокупности с особенностями работы болтовых соединений приобретает все большую актуальность.

Одним из эффективных методов решения подобных задач является имитационное моделирование с использованием современных прикладных пакетов программ. Имитационное моделирование при выполнении опытно-конструкторских работ позволяет неоднократно применять модель в однородных численных экспериментах и оптимизировать характеристики проектируемого изделия, существенно сокращая трудозатраты на проведение больших объемов натуральных экспериментов, испытаний и устранений дефектов на стадии создания изделия [23, 24]. Для решения этих задач используются программные пакеты и для моделирования технических объектов и мультидисциплинарных мехатронных систем [25–27].

Теоретическое исследование динамической нагруженности привода водомета АГМ

Расчетная схема системы «двигатель – трансмиссия – водоходный движитель – машина» составлена в соответствии с кинематической схемой. Установлены исходные данные и характеристики структурных составляющих: параметры дизельного двигателя, передаточные числа трансмиссии и угловых редукторов, углы, характеризующие расположение валов карданных передач в пространстве, параметры водометного движителя с учетом присоединенных масс воды и собст-

венно АГМ. Имитационная модель системы (рис. 1) выполнена на основе программной платформы LMS Imagine.Lab Amesim.

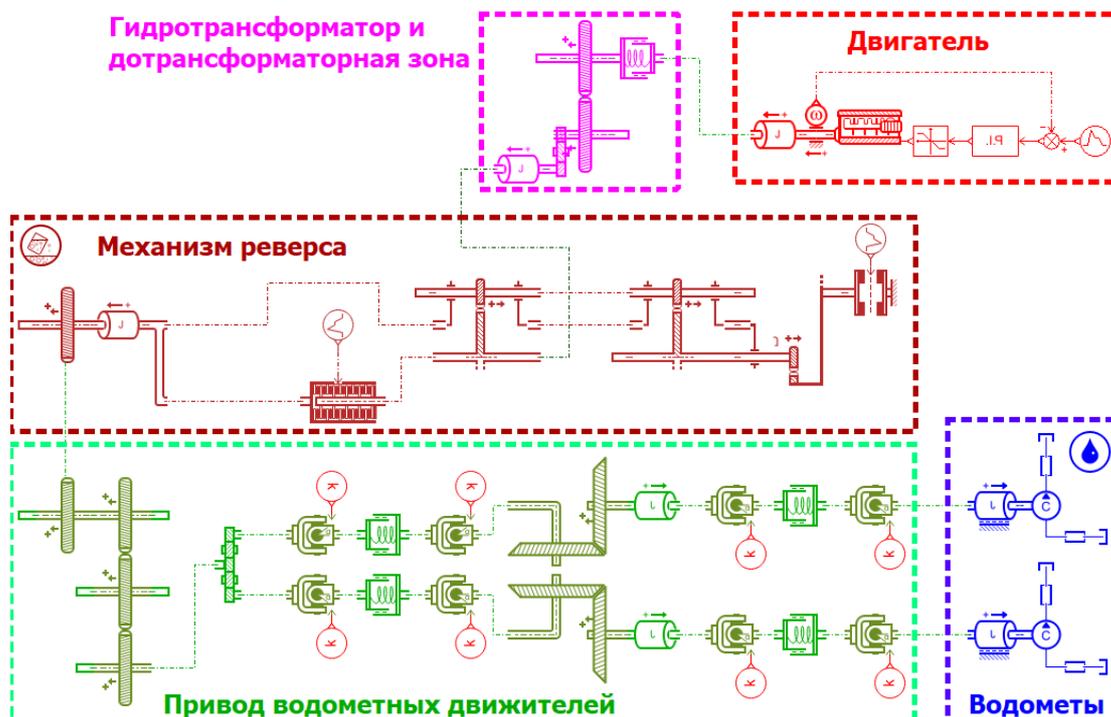


Рис. 1. Имитационная модель привода водометных движителей

Наличие интерактивного графического интерфейса и обширных библиотек компонентов (двигателя, гидротрансформатора, зубчатых и карданных передач и др.) позволяет эффективно проводить имитационное моделирование. Динамическая нагруженность ПВД определялась при следующих переходных процессах: разгон водометов на суше и на воде; вход и выход машины из воды при одновременной работе гусеничного и водометного движителей; включение реверса и др., а также на установившихся режимах движения машины с постоянной скоростью. В качестве примера результатов имитационного моделирования на рис. 2 приведена временная функция динамического момента на валу ПВД при движении задним ходом, выключении механизма реверса и при последующем разгоне амфибийной машины.

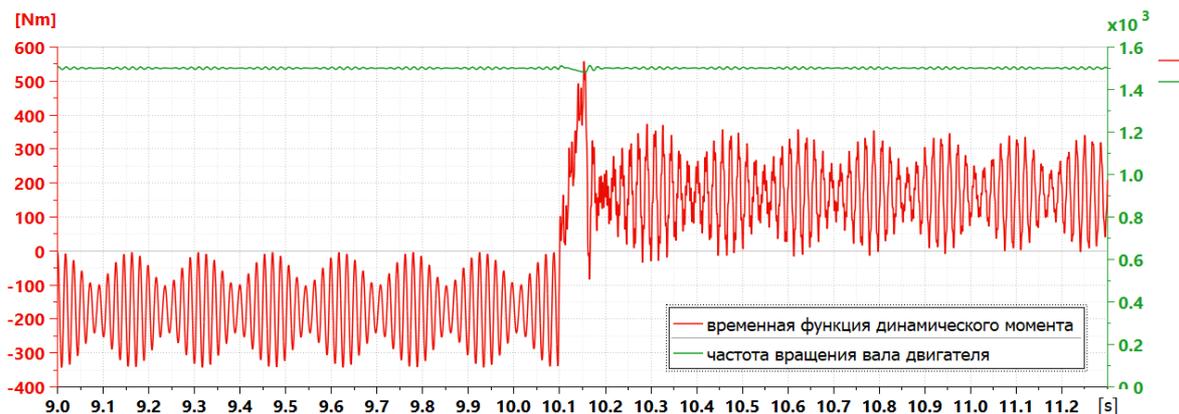


Рис. 2. Временная функция динамического момента на карданных валах ПВД на установившемся режиме и в процессе изменения состояния механизма реверса

Полученные результаты моделирования иллюстрируют возможность возникновения особых форм колебательных процессов в системе (биения на установившихся режимах и свободные ко-

Расчет и конструирование

лебания на переходных). Кроме режима биения в ПВД происходят также параметрические колебания, формируемые карданными передачами с асимметричными шарнирами Гука, в которых при постоянной угловой скорости ведущей вилки шарнира, соответственно и входного вала углового редуктора дважды за оборот изменяется угловая скорость. Модельная оценка устойчивости на основе анализа качества колебательного процесса по годографу вектора амплитудно-фазовой характеристики разомкнутой системы позволяет сделать вывод о существовании неустойчивых периодических режимов.

Анализ результатов имитационного моделирования позволяет утверждать, что одной из главных причин повышенной динамической нагруженности элементов ПВД являются значительные амплитуды **ускорений**, сопровождающиеся потерей устойчивости колебательных процессов, приводящих к биениям и резонансам, при которых возможно **проявление эффекта, описанного И.И. Блехманом, – самопроизвольного ослабления** болтовых соединений в нелинейной системе. Для проверки этой гипотезы в программном пакете ANSYS разработана конечно-элементная модель системы «**угловой редуктор – опора – корпус**» и выполнен анализ напряженно-деформированного состояния. Параметры расчетной модели определены по твердотельным чертежам и 3D-моделям. Условие отсутствия вибрационного ослабления силы затяжки N (отсутствие проскальзывания тела) [7, 8] определяется неравенством

$$N > \frac{mA\omega^2}{f}, \quad (1)$$

где m – масса углового редуктора и опоры; $A\omega^2$ – пиковое значение виброускорения; f – коэффициент трения в резьбе при ослаблении.

Расчет показывает, что в рассматриваемой конструкции усилие затяжки составляет $N = 21,38$ кН, а требуемая величина должна быть равной 23,37 кН. Таким образом, ослабление болтового соединения вполне вероятно, может привести к колебаниям корпуса редуктора относительно опоры и разрушению привода.

Экспериментальное исследование динамической нагруженности ПВД АГМ

При выполнении имитационного моделирования динамики ПВД принят ряд допущений, корректность которых, а также идентификация отдельных параметров системы выполнялась при экспериментальном исследовании в процессе движения амфибийной машины. **Основной целью** экспериментального исследования являлось определение силовых и кинематических параметров, характеризующих зависимость динамического момента от частоты вращения вала двигателя. При этом решались следующие **задачи**:

- 1) определение амплитудно-частотных характеристик динамических моментов на валах ПВД при движении АГМ на плаву;
- 2) определение упруго-инерционных параметров элементов ПВД, в том числе рабочих колес водометов с учетом присоединенных масс воды.

Объектом экспериментального исследования является опытный образец АГМ массой 14000 кг, оснащенный дизельным двигателем, четырехступенчатой гидромеханической трансмиссией, ПВД, включающий карданные передачи, угловые редукторы, рабочие колеса водометов, размещенные на днище вдоль бортов изделия.

Для проведения измерений был использован комплекс информационно-измерительной регистрирующей аппаратуры, разработанный на кафедре «Гусеничные машины» КГУ [28]. Управление измерительным комплексом, регистрация и обработка данных производилась с помощью программного обеспечения Power Graph Professional 3.3.9.

В процессе эксперимента определялись следующие параметры:

- 1 – крутящий момент на карданных валах ПВД;
- 2 – частота вращения вала двигателя;
- 3 – виброускорения по трем осям на корпусе углового редуктора.

Экспериментальное исследование выполнялось в соответствии с основными положениями типовой отраслевой методики испытаний на плаву. На установившихся режимах работы частота вращения вала двигателя дискретно изменялась в диапазоне от минимально устойчивых 800 до 2370 об/мин с интервалом 200 об/мин. Фрагмент осциллограммы изменения динамического момента на установившемся режиме и его амплитудно-частотная характеристика приведены на рис. 3.

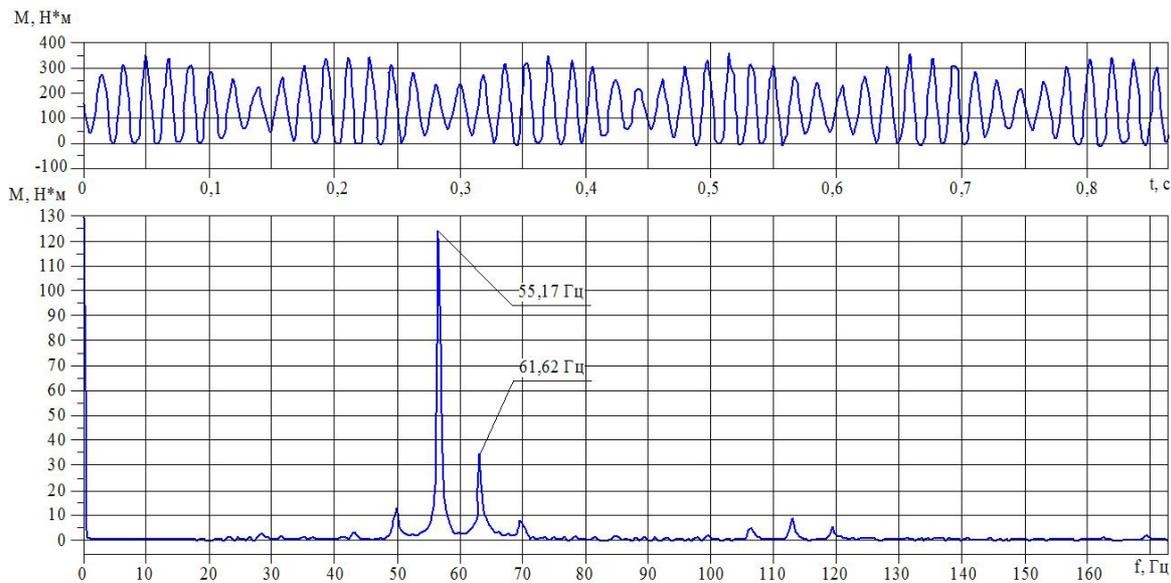


Рис. 3. Фрагмент осциллограммы изменения динамического момента и его амплитудно-частотная характеристика при работе водомета на установившемся режиме

Анализ экспериментальных данных подтверждает результаты моделирования о том, что колебательный процесс носит характер «биений», что вызвано суммированием периодических составляющих момента, близких по частоте. Это определяется величиной передаточного числа углового редуктора ($i = \frac{19}{17}$). В связи с этим частоты периодических составляющих двух карданных валов одного борта на всех скоростных режимах работы двигателя отличаются друг от друга на 11,7%. Из амплитудно-частотной характеристики динамического момента следует, что максимальная амплитуда момента соответствует «карданной», т. е. двойной частоте вращения приводного вала. Боковые лепестки на амплитудно-частотной характеристике отстоят на $\pm 6,45$ Гц от основного пика и соответствуют частоте биений. Таким образом, действительная амплитуда динамического момента и частота существенно превышают расчетные. При переходном процессе включения – выключения механизма реверса коэффициент динамичности возрастает до 1.9 ... 3.0.

Экспериментальные значения приведенных моментов инерции определялись при быстром разгоне машины по уравнению: $J_{пр} = \frac{\Delta M \cdot t_p}{\Delta \omega}$, где ΔM – разность моментов динамического и статического; t_p – время разгона; $\Delta \omega = \Delta \omega_d \cdot U_{пр}$ – скорость вращения водомета, $\Delta \omega_d$ – скорость вращения вала двигателя, $U_{пр}$ – передаточное ПВД. Приведенный момент инерции водометов с учетом присоединенных масс воды составил $J_{пр} = 0,16 \dots 0,17$ кгм².

На рис. 3 приведена зависимость динамического момента в приводе водомета от частоты вращения вала двигателя. График 1 на рис. 3 соответствует расчетной зависимости момента от частоты вращения, определяемой по методике проектного расчета. График 2 характеризует экспериментальную зависимость динамического момента от частоты вращения. Как следует из сопоставления графиков, характер действительной динамической нагруженности ПВД существенно отличается от расчетной, носит циклический характер (колебания на «карданной» частоте и «биения»). Это приводит к возбуждению высокочастотных ускорений, ослабляющих болтовые соединения, накоплению усталостных повреждений и разрушению элементов конструкции ПВД. Установлено, что за 50 часов работы ПВД на оборотах вала двигателя 1500 об/мин число дополнительных, не учитываемых при проектном расчете циклов нагружения при значениях амплитуд и частот динамического момента, существенно превышающих расчетные, составляет более одиннадцати миллионов.

Условие ослабления болтовых соединений приводится ниже.

В соответствии с [29], необходимый момент откручивания болтового соединения рассчитывается по формуле:

$$M_{отв} = F \frac{d_2}{2} \left[\tan(\varphi - \psi) + f_T \frac{D_{ср}}{d_2} \right], \quad (2)$$

Расчет и конструирование

где F – осевое усилие предварительной затяжки, d_2 – средний диаметр резьбы, ψ – угол подъема резьбы (винтовой линии), φ – угол трения, f_T – коэффициент трения на торце резьбы, D_{cp} – средний диаметр кольца контакта торцов.

Анализ формулы (2) показывает, что главными факторами, оказывающими влияние на усилие, требуемое для откручивания болтового соединения, являются силы трения в витках резьбы и на торце гайки и усилие предварительной затяжки. Оценка отсутствия явления вибропроскальзывания, при котором реализуется эффект самоотвинчивания, выполнена по неравенству (1).

Максимальное значение виброускорения, входящее в неравенство, полученное как расчетным, так и экспериментальным исследованием, принято 271 м/с^2 . Полученный результат показал, что условие (1) не выполняется. В связи с этим наблюдается эффект самоотвинчивания. Это приводит к поломке корпуса углового редуктора – крепления проушин к кронштейну. Эффективным способом фиксации резьбового соединения от произвольного самоотвинчивания является применение анаэробного герметика [30, 31]. Применение анаэробного герметика Анакрол 202 позволило увеличить момент отвинчивания на 15 Нм [32] при одинаковом усилии затяжки. Данный факт был подтвержден в ходе экспериментального исследования. После применения анаэробного герметика эффект самоотвинчивания резьбовых соединений креплений угловых редукторов отсутствовал, что обеспечило требуемый ресурс привода водометного движителя.

Заключение

Статистическая обработка результатов расчетно-экспериментального исследования динамики системы свидетельствует об адекватности разработанной имитационной математической модели и эффективности применяемых методик экспериментального исследования.

Результаты выполненных расчетно-экспериментальных исследований позволяют утверждать, что основной причиной ограничения долговечности конструкции ПВД является несовершенство методики проектного расчета, в которой не учитывается динамическая составляющая момента и колебательность процесса нагружения в форме «биений», вынужденных и параметрических.

В связи с этим обоснована необходимость и разработана усовершенствованная методика проектного расчета. По результатам исследования предложены технические решения, обеспечивающие снижение динамического момента, в частности введением в конструкцию гасителя колебаний, позволяющего отстроить резонансные режимы. Эффективным путем исключения **параметрических** колебаний является сокращение параметра глубины модуляции введением в конструкцию ШРУСов, у которых неравномерность вращения на порядок меньше, чем у асинхронных шарниров.

Для предотвращения разрушения углового редуктора обоснована необходимость повышения жесткости опоры и предложены мероприятия по фиксации болтовых соединений, предотвращающих их самопроизвольное ослабление в условиях повышенной вибронгруженности.

Реализация результатов исследования позволила обеспечить требуемый ресурс привода водометных движителей разрабатываемых амфибийных гусеничных машин.

Литература

1. Степанов, А.П. Проектирование амфибийных машин / А.П. Степанов. – М.: Мегалион, 2007. – 420 с.
2. Справочник по теории корабля. В 3 т. Т. 1: Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители / под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. – 768 с.
3. Движители быстроходных судов / М.А. Мавлюдов, А.А. Русецкий, Ю.М. Садовников, Э.А. Фишер. – Л.: Судостроение, 1982. – 280 с.
4. Папир, А.Н. Водомётные движители малых судов / А.Н. Папир. – Л., Судостроение – 1970 – 254 с.
5. Куликов, С.В. Водомётные движители / С.В. Куликов, М.Ф. Храшкин. – Л.: Судостроение, 1980. – 312 с.
6. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин: учебное пособие / В.Ф. Пантелеев. – 3-е изд., перераб. и доп. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 164 с.
7. Блехман, И.И. Вибрационная механика / И.И. Блехман. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.

8. Об износе оборудования в условиях вибрации и ударных нагрузок / И.И. Блехман, Л.И. Блехман, В.Б. Васильков и др. // Вестник научно-технического развития. – 2018. – № 11. – С. 3–14.
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. Liu, Y. Evaluation of fretting wear based on the frictional work and cyclic saturation concepts / Y. Liu, J.-Q. Xu, Y. Mutoh // *International Journal of Mechanical Sciences*. – 2008. – Vol. 50. – P. 897–904.
11. Helmi, A. A generalized fretting wear theory/ A. Helmi // *Tribology International*. – 2009. Vol. 42. – P. 1380–1388.
12. Бургер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Бургер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
13. Liang, D. Decision fusion system for bolted joint monitoring / D. Liang, S.-F. Yuan // *Shock and Vibration*. – 2015. – Vol. 2015. – Article ID 592043.
14. Experimental study on initial loss of tension in bolted joints / L. Zhu, J. Hong, G. Yang, X. Jiang // *Journal of Mechanical Engineering Science*. – 2015. – Vol. 230, no. 10. – P. 35–54.
15. Junker, G. New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration / G. Junker // *SAE Technical*. – 1969. – P. 69005. – <https://doi.org/10.4271/690055>.
16. Pai, N.G. Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads / N.G. Pai, D.P. Hess // *Journal of Sound and Vibration*. – 2002. – Vol. 253, no. 3. – P. 585–602.
17. Pai, N.G. Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load / N.G. Pai, D.P. Hess // *Engineering Failure Analysis*. – 2002. – Vol. 9, no. 4. – P. 383–402.
18. Kasei, S. A study of self-loosening of bolted joints due to repetition of small amount of slippage at bearing surface / S. Kasei // *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*. – 2007. – Vol. 1, no. 3. – P. 358–367.
19. Izumi, S. Small Loosening of Bolt-nut Fastener Due to Micro Bearing–Surface Slip: A Finite Element Method Study / S. Izumi, M. Kimura, S. Sakai // *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*. – 2007. – Vol. 1, no. 11. – P. 1374–1384.
20. Investigation into the self-loosening behavior of bolted joint subjected to rotational loading / T. Yokoyama, M. Olsson, S. Izumi, S. Sakai // *Engineering Failure Analysis*. – 2012. – Vol. 23. – P. 35–43.
21. Fujioka, Y. Rotating loosening mechanism of a nut connecting a rotary disk under rotating–bending force / Y. Fujioka, T. Sakai // *Journal of Mechanical Design*. – 2005. – Vol. 127, no. 6. – P. 1191–1197.
22. Chen, Ya. Self-Loosening Failure Analysis of Bolt Joints under Vibration considering the Tightening Process / Ya. Chen, Qiang Gao, Zhenqun Guan // *Shock and Vibration*. – 2017. – Vol. 2017. – Article ID 2038421. – <https://doi.org/10.1155/2017/2038421>.
23. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
24. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд. – М.: Высш. Школа, 2008. – 496 с.
25. 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.
26. LMS Imagine.Lab Amesim. Integrated simulation platform for multi-domain mechatronic systems simulation. – <http://www.plm.automation.siemens.com>.
27. LMS Imagine.Lab AMESim. Reference guide [Электронный ресурс]: электрон. дан. и прогр. (46,8 Мб)., 2013. – 1 электрон. опт. диск (CDROM).
28. Волков, А.А. Повышение скорости движения в повороте быстроходной гусеничной машины на основе совершенствования алгоритмов управления движением: автореф. дис. ... канд. тех. наук / А.А. Волков. – РИЦ Курганского гос. ун-та, Курган., 2018. – 24 с.
29. Бургер, И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Бургер, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 367 с.
30. Игнатов, А.В. Преимущества клеевой фиксации резьбы / А.В. Игнатов, Н.С. Кечаев // *Метизы*. – 2002. – № 3.

Расчет и конструирование

31. *Loctite. Worldwide design handbook. – Loctite European Group, Munich, Germany, 1998 – 450 p.*

32. *ТУ 2242–003–50686066–2003. Анаэробный клей-герметик АНАКРОЛ®–202.*

Ненашев Павел Николаевич, ведущий инженер-программист, АО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, pasteer@mail.ru.

Абдулов Сергей Владимирович, кандидат технических наук, исполнительный директор – главный конструктор, АО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, sincopa2004@mail.ru.

Держанский Виктор Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гусеничные машины и прикладная механика», Курганский государственный университет, г. Курган, dvb_47@mail.ru.

Тараторкин Игорь Александрович, доктор технических наук, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, ig_tar@mail.ru.

Тараторкин Александр Игоревич, кандидат технических наук, научный сотрудник, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, alexandr_tar@mail.ru.

Волков Александр Александрович, кандидат технических наук, инженер, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, al_volkov14@mail.ru.

Поступила в редакцию 15 октября 2020 г.

DOI: 10.14529/engin200404

INVESTIGATION OF THE DYNAMIC LOADING OF WATER–JET PROPULSION DRIVE AMPHIBIOUS TRACKED VEHICLES

P.N. Nenashev¹, pasteer@mail.ru,

S.V. Abdulov¹, sincopa2004@mail.ru,

V.B. Derzhansky², dvb_47@mail.ru,

I.A. Taratorkin³, ig_tar@mail.ru,

A.I. Taratorkin³, alexandr_tar@mail.ru,

A.A. Volkov³, al_volkov14@mail.ru

¹*JSC “Special design Bureau of machine building”, Kurgan, Russian Federation,*

²*Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation,*

³*Institute of Engineering Science Ural Branch RAS, Yekaterinburg, Russian Federation*

The article presents the results of theoretical and experimental investigations of the dynamic loading of water–jet propulsion drive of amphibious tracked vehicles. The relevance of the investigation is the need to increase the resource of drive elements. The purpose of the study is to study the reasons for the formation of a high dynamic loading of the drive. To achieve this goal, the following tasks are solved: 1 – the design scheme of the “engine – transmission – water–jet propulsion – machine” system is developed and simulation of the system dynamics is performed; 2 – the results of experimental research of the dynamic loading of water–jet propulsion drive during the movement of amphibious tracked vehicles afloat; 3 – aggregated results of theoretical and experimental investigations of convergence; 4 – specified algorithm for design calculation taking into account dynamic effects, arising in the water jets propulsion drive.

In order to solve the set tasks, the system dynamics simulation was performed based on the developed mathematical model using the methods of theoretical mechanics, differential and integral calculus. The analysis of dynamic processes was carried out using the software LMS Imagine.Lab Amesim. Verification of the mathematical model and accepted assumptions was per-

formed during the experimental investigation of the loading of water–jet propulsion drive of amphibious tracked vehicles. Methods of mathematical statistics, probability theory, and modal analysis were used for automated processing of experimental research results. Processing was performed in the Power Graph Professional application software.

Analysis of the simulation results showed that the increased dynamic loading of the water jet propulsion drive occurs due to “beats” and resonances in the dynamic system when the stability of oscillatory processes is lost, leading to significant amplitudes of vibration acceleration. In this case, the effect of spontaneous loosening of bolted connections in a nonlinear system, described by I. I. Blechman, is manifested.

The results of the investigation made it possible to Refine the design calculation algorithm and can be used in the design of water–jet propulsion drives of amphibious vehicles.

Keywords: dynamic loading, mathematical and simulation models, experiment, adequacy assessment.

References

1. Stepanov A.P. *Proyektirovaniye amfibiynykh mashin* [Design amphibious vehicles]. Moscow, MEGALION, 2007, 420 p.
2. Voitkounski Y.I. (Ed) *Spravochnik po teorii korablya: Tom 1. Gidromekhanika. Soprotivleniye dvizheniyu sudov. Sudovyye dvizhiteli* [Ship Theory, handbook. Vol. 1 Hydromechanics. Resistance of Ship. Ship Propulsion Devices]. Leningrad, Sudostroenie Publ. 1985, 768 p.
3. Mavljudov M.A., Ruseckij A.A., Sadovnikov Ju.M., Fisher Je. A. *Dvizhiteli bystrohodnykh sudov*. [Propellers of fast ships]. Leningrad, Sudostroenie Publ. 1982. 280 p.
4. Papir A.N. *Vodomjotnye dvizhiteli malyh sudov* [Water-jet propulsion of small vessels]. Leningrad, Sudostroenie Publ. 1970, 254 p.
5. Kulikov S.V., Hramkin M.F. *Vodomjotnye dvizhiteli*. [Water-jet propellers]. Leningrad, Sudostroenie Publ. 1980, 312 p.
6. Pantelev V. F. *Raschety detaley mashin: ucheb. posobiye* [Calculations of machine parts: textbook]. Penza. Publishing house of Penza state University, 2005, 164 p.
7. Blekhman I.I. *Vibratsionnaya mekhanika* [Vibrational Mechanics]. Moscow: Fizmatlit, 1994. 400 p.
8. Blekhman I.I., Blekhman L.I., Vasilkov V.B., Ivanov K.S., Yakimova K.S. [Wear and Tear of Machine Parts Affected by Vibration and Percussive Impacts]. *Bulletin of scientific and technical development*. 2012. No. 11, pp. 3–14
9. Zhu M. H., Zhou Z. R. On the Mechanisms of Various Fretting Wear Modes. *Tribology International*, 2011, vol. 44, pp. 1378–1388.
10. Liu Y., Xu J-Q, Mutoh Y. Evaluation of Fretting Wear Based on the Frictional Work and Cyclic Saturation Concepts. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2008, vol. 50, pp. 897–904.
11. Helmi Attia. A Generalized Fretting Wear Theory. *Tribology International*, 2009, vol. 42, pp. 1380–1388.
12. Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. *Raschet na prochnost' detaley mashin. Spravochnik*. [Calculation of the strength of machine parts. Guide]. Moscow: Mashinostroenie. 1993. 640 p.
13. D. Liang and S.-F. Yuan, Decision fusion system for bolted joint monitoring. *Shock and Vibration*, 2015, vol. 2015, Article ID 592043.
14. Zhu L., Hong J., Yang G., Jiang X. Experimental study on initial loss of tension in bolted joints. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2015, vol. 230, no. 10, pp. 35–54, 2015.
15. Junker, G., New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration. *SAE Technical*, 1969, P. 690055. – <https://doi.org/10.4271/690055>.
16. Pai N.G., Hess D.P. Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, vol. 253, no. 3, pp. 585–602.
17. Pai N.G., Hess D.P. Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load. *Engineering Failure Analysis*, 2002, vol. 9, no. 4, pp. 383–402.
18. Kasei S. A study of self-loosening of bolted joints due to repetition of small amount of slippage at bearing surface. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 2007, vol. 1, no. 3, pp. 358–367.

19. Izumi S., Kimura M., Sakai S., Small Loosening of Bolt–nut Fastener Due to Micro Bearing–Surface Slip: A Finite Element Method Study. *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, 2007, vol. 1, no. 11, pp. 1374–1384.

20. Yokoyama T., Olsson M., Izumi S., Sakai S. Investigation into the self–loosening behavior of bolted joint subjected to rotational loading. *Engineering Failure Analysis*, 2012, vol. 23, pp. 35–43.

21. Fujioka Y., Sakai T. Rotating loosening mechanism of a nut connecting a rotary disk under rotating–bending force. *Journal of Mechanical Design*, 2005, vol. 127, no. 6, pp. 1191–1197.

22. Chen Yan, Gao Qiang, Guan Zhenqun, Self–Loosening Failure Analysis of Bolt Joints under Vibration considering the Tightening Process. *Shock and Vibration*, 2017, vol. 2017, Article ID 2038421. <https://doi.org/10.1155/2017/2038421>.

23. Grischkevich A.I. (Ed.), Busel B.U., Butusov G.F. et all. *Proektirovanie transmissii avtomobilei: spravochnik* [Design of transmissions of cars: Handbook] Moscow., Mashinostroenie, 1984. 272 p.

24. Kolchin A.I., Demidov V.P. *Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley: ucheb. posobiye dlya vuzov* [Calculation of automobile and tractor engines: Textbook. Manual for universities]. Moscow: Higher School, 2008. 496 p.

25. Gimadiev A.G., Greshnyakov P.I., Sinyakov A.F. *LMS Imagine.Lab AMESim kak effektivnoe sredstvo modelirovaniya dinamicheskikh protsessov v mekhatronnykh sistemakh* [LMS Imagine.Lab AMESim as an effective tool for dynamic processes modeling in mechatronic systems], Samara, SamNTs RAN, 2014, 138 p.

26. LMS Imagine.Lab Amesim. Integrated simulation platform for multi–domain mechatronic systems simulation. URL: <http://www.plm.automation.siemens.com>.

27. LMS Imagine.Lab AMESim. Reference guide: (46,8 Mб), 2013. – 1 CDROM.

28. Volkov A.A. *Povysheniye skorosti dvizheniya v povorote bystrokhodnoy gusenichnoy mashiny na osnove sovershenstvovaniya algoritmov upravleniya dvizheniyem: avtoref. dis. kand. tekhn. nauk*. [Increasing the speed of movement in the turn of a high–speed tracked vehicle based on improving motion control algorithms.: abstract of Candidate of Engineering Sciences] EPC of Kurgan State University Kurgan, 2018. 24 p.

29. Birger I.A., Iosilevich G.B. [Threaded and flanged connections]. Moscow: Mashinostroenie, 1990. 367 p.

30. Ignatov A.V., Kichaev N.S. [The Advantages of the Adhesive Locking of the Thread] *Metizy*, 2002, no. 3. (in Russ)

31. Loctite. Worldwide design handbook. *Loctite European Group, Munich, Germany*, 1998, 450 p.

32. TC 2242–003–50686066–2003. Anaerobic adhesive sealant ANACROL®–202. – <https://www.anacrol.ru/Produkcija/ANAKROL–202>.

Received 15 October 2020

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Исследование динамической нагруженности привода водометных движителей амфибийных гусеничных машин / П.Н. Ненашев, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2020. – Т. 20, № 4. – С. 35–44. DOI:10.14529/engin200404

FOR CITATION

Nenashev P.N., Abdulov S.V., Derzhansky V.B., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I., Volkov A.A. Investigation of the Dynamic Loading of Water–Jet Propulsion Drive Amphibious Tracked Vehicles. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2020, vol. 20, no. 4, pp. 35–44. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin200404