

Научная статья  
УДК 629.12  
<https://doi.org/10.24143/2073-1574-2026-2-22-29>  
EDN LKZCEL

## **Проектирование стенда на базе судового дизеля 4NVD26-2 и реверс-редуктора WWuA 172/04 для исследования крутильных колебаний**

**Михаил Николаевич Покусаев, Константин Олегович Сибряев<sup>✉</sup>,  
Иван Сергеевич Турченков**

*Астраханский государственный технический университет,  
Астрахань, Россия, evt2006@rambler.ru<sup>✉</sup>*

**Аннотация.** Рассматривается проектирование лабораторного стенда на базе судового дизеля 4NVD26-2 и реверс-редуктора WWuA 172/04 для проведения научных исследований по изучению способов снижения опасных крутильных колебаний, в том числе при помощи пружинных и силиконовых демпферов, упругих муфт, валов из композиционных материалов. Наиболее сложной задачей сегодня, решение которой потребовало разработки стенда, является отсутствие в современной России опыта разработки, диагностики и ремонта пружинных демпферов. До 2020 г. зарубежные фирмы – производители пружинных демпферов Geislinger, MAN – поставляли продукцию для судовых двигателей Wartsila, MAK, CAT, MAN, а также для отечественных двигателей, что привело к возникновению зависимости от зарубежных производителей, как для новых отечественных дизелей, так и для зарубежных, находящихся в эксплуатации на судах Российской Федерации. Сложившаяся ситуация приводит к необходимости развития собственного производства демпферов, которое должно опираться не только на возможности реверс-инжиниринга, но и на научные теоретические и практические исследования. В ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет» на кафедре «Эксплуатация водного транспорта и промышленное рыболовство» проводится разработка прототипа пружинного демпфера с практическими испытаниями в лабораторных условиях на стенде, имитирующем развитие крутильных колебаний в судовой установке. Полученные результаты доказали, что необходима разработка стенда на базе реального судового дизеля с производством испытаний при реальных нагрузках. Установлено, что стенд должен иметь в составе реальный дизель повышенной оборотности или высокооборотный, упругую муфту, редуктор, валопровод, гребной винт и нагрузочное устройство для гребного винта. Для разработки стенда произведен расчет параметров валопровода, включая диаметр и длину валов, характеристики и модель упругой муфты, параметры гребного винта и т. д.

**Ключевые слова:** судостроение, судовый дизель, пружинный демпфер, крутильные колебания, двигателестроение

**Для цитирования:** Покусаев М. Н., Сибряев К. О., Турченков И. С. Проектирование стенда на базе судового дизеля 4NVD26-2 и реверс-редуктора WWuA 172/04 для исследования крутильных колебаний // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2026. № 2. С. 22–29. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2026-2-22-29>. EDN LKZCEL.

Original article

## **Design of a stand based on a 4NVD26-2 marine diesel engine and a WWuA 172/04 reverse gearbox for torsional vibration research**

**Mikhail N. Pokusaev, Konstantin O. Sibryaev<sup>✉</sup>, Ivan S. Turchenkov**

*Astrakhan State Technical University,  
Astrakhan, Russia, evt2006@rambler.ru<sup>✉</sup>*

**Abstract.** The design of a laboratory stand based on a 4NVD26-2 marine diesel engine and a WWuA 172/04 reverse gearbox is being considered for conducting scientific research on ways to reduce dangerous torsional vibrations, including using spring and silicone dampers, elastic couplings, and shafts made of composite materials. The most difficult task today, the solution of which required the development of the stand, is the lack of experience in modern Rus-

sia in the development, diagnosis and repair of spring dampers. Until 2020 Foreign manufacturers of Geislinger and MAN spring dampers supplied products for Wartsila, MAK, CAT, MAN marine engines, as well as for domestic engines, which led to dependence on foreign manufacturers for both new domestic diesel engines and foreign ones in service on ships of the Russian Federation. The current situation leads to the need to develop our own production of dampers, which should be based not only on the capabilities of reverse engineering, but also on scientific theoretical and practical research. A prototype of a spring damper with practical tests in laboratory conditions on a stand simulating the development of torsional vibrations in a marine installation is being developed at the Astrakhan State Technical University Department of Water Transport Operation and Industrial Fisheries. The results proved that it is necessary to develop a stand based on a real marine diesel engine with testing under real loads. It has been established that the test bench should include a real high-speed or high-speed diesel engine, an elastic coupling, a gearbox, a shaft line, a propeller and a loading device for the propeller. For the development of the stand, the parameters of the shaft pipeline were calculated, including the diameter and length of the shafts, the characteristics and model of the elastic coupling, the parameters of the propeller, etc.

**Keywords:** shipbuilding, marine diesel, spring damper, torsional vibrations, engine building

**For citation:** Pokusaev M. N., Sibryaev K. O., Turchenkov I. S. Design of a stand based on a 4NVD26-2 marine diesel engine and a WWuA 172/04 reverse gearbox for torsional vibration research. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies.* 2026;2:22-29. (In Russ.). <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2026-2-22-29>. EDN LKZCEL.

### Введение

В настоящее время конструкция судовых дизелей имеет тенденцию к разработке высокооборотных компактных турбированных двигателей с количеством цилиндров до 16-и и V-образной компоновкой [1]. Использование данных дизелей в судовых главных энергетических установках приводит к необходимости установки упругих муфт, редукторов, винто-рулевых колонок, валогенераторов и других механизмов; изменению характера динамических нагрузок, включая крутильные колебания, возникающие как в коленчатом валу, так и элементах валопровода; работе главных двигателей в широком диапазоне частот вращения с высокими нагрузками [2, 3]. В связи с этим зарубежные фирмы – производители судовых двигателей Wartsila, MAK, CAT, MAN и др. – применяют пружинные демпферы крутильных колебаний фирм Geislinger, MAN и т. д., которые имеют ряд преимуществ по сравнению с силиконовыми [4, 5]. В пружинных успокоителях сочетаются два вида демпфирования – упругое и гидравлическое, что повышает степень снижения крутильных колебаний при использовании дизелей с повышенной частотой вращения. Пружинные демпферы более ремонтно-пригодны, чем силиконовые, имеют системы мониторинга их технического состояния в процессе эксплуатации и т. д. Однако в России подобные демпферы не выпускаются, что обуславливает зависимость от зарубежных производителей как новых отечественных дизелей, так и импортных, находящихся в эксплуатации на судах Российской Федерации. Сложившаяся ситуация приводит к необходимости развития собственного производства, которое должно опираться не только на возможности реверс-инжиниринга, но и на научные теоретические и практические исследования. В ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический универси-

тет» (АГТУ) разработан прототип пружинного демпфера и произведен ряд практических испытаний в лабораторных условиях на безмоторном стенде, имитирующем развитие крутильных колебаний в судовой установке. Полученные результаты подтверждают, что необходима разработка стенда на базе судового дизеля, поэтому в АГТУ планируется создание стенда на базе дизеля 4NVD26-2 с реверс-редуктором WWuA 172/04 и использование для проведения научных исследований в области разработки, эксплуатации и ремонта пружинных и силиконовых демпферов крутильных колебаний.

*Цель исследования:* проектирование стенда на базе судового дизеля 4NVD26-2 и реверс-редуктора WWuA 172/04 для исследования крутильных колебаний.

*Задачи исследования:*

- определить функции проектируемого стенда;
- определить необходимый состав проектируемого стенда;
- провести расчет параметров элементов стенда в соответствии с требованиями нормативно-технической документации и правил Российского морского регистра судоходства (РМРС);
- произвести расчет параметров свободных крутильных колебаний проектируемого стенда.

### Методы и материалы исследования

Проектируемый стенд предназначен для решения следующих задач:

- испытания пружинных и силиконовых демпферов крутильных колебаний;
- испытания промежуточных валов из полимерно-композиционных материалов;
- виброакустические испытания судовых дизелей – измерения вибрации, шума;
- испытания системы мониторинга крутильных колебаний;

- испытания системы вибромониторинга технического состояния демпферов крутильных колебаний;
- термометрирование упругих муфт судовых валопроводов;
- измерения вредных выбросов с отработавшими газами судовых дизелей.

При проектировании стенда необходимо использовать методики, приведенные в следующей нормативно-технической документации:

- «Правила классификации и постройки морских судов. Часть VII. Механические установки» [6];
- ГОСТ 6636-69 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры» [7];
- ГОСТ 19354-74 «Соединения фланцевые судовых валопроводов. Конструкция и размеры» [8];
- РТМ 212.0031-83 «Муфты эластичные типа МЭКШ для главных двигателей и вспомогательных механизмов судов речного флота. Указания по проектированию, монтажу и эксплуатации» [9] и т. д.

При проектировании стенда необходимо учесть, что изначальная конструкция стенда (без демпфера, муфты и вала из композиционного материала)

должна обеспечить развитие крутильных колебаний с частотой, обеспечивающей наличие резонансных частот вращения коленчатого вала главного двигателя, входящих в его рабочий диапазон. По опыту работы испытательного стенда Marine Technology Service (MTS) АГТУ подобные установки с реверс-редукторной передачей без наличия упругой муфты будут иметь опасную одноузловую валопроводную и двухузловую моторную форму крутильных колебаний.

В исследовании не приводится список предполагаемых к установке контрольно-измерительных приборов и оборудования, поскольку данный вопрос будет рассматриваться в последующих публикациях.

### Результаты исследования

Поставленные задачи, а также опыт работы испытательного стенда MTS АГТУ в области исследований крутильных колебаний судовых двигательных установок позволяют сформировать принципиальную кинематическую схему стенда (рис. 1) с его размещением в лаборатории тепловых двигателей АГТУ.

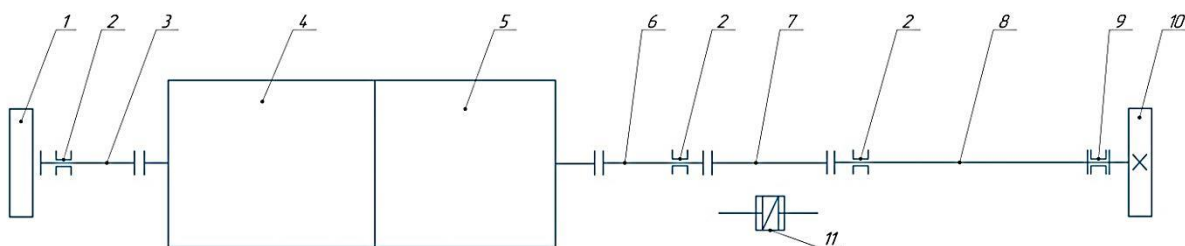


Рис. 1. Принципиальная кинематическая схема проектируемого испытательного стенда: 1 – пружинный демпфер крутильных колебаний; 2 – опорный подшипник; 3 – вал крепления демпфера крутильных колебаний; 4 – судовый дизель 4NVD26-2; 5 – реверс-редуктор WWuA 172/04; 6 – вал-проставыш; 7 – вал промежуточный стальной (или из полимерно-композиционных материалов); 8 – стальной гребной вал; 9 – упорный подшипник (для восприятия упора при установке упругой муфты или промежуточного вала из полимерно-композиционного материала); 10 – гребной винт фиксированного шага (в гидродинамической ванне); 11 – упругая муфта

Fig. 1. Basic kinematic diagram of the test bench being designed: 1 – spring damper for torsional vibrations; 2 – support bearing; 3 – shaft for mounting a damper for torsional vibrations; 4 – marine diesel 4NVD26-2; 5 – reverse gear WWuA 172/04; 6 – shaft spacer; 7 – intermediate steel shaft (or made of polymer composite materials); 8 – steel propeller shaft; 9 – thrust bearing (for sensing the stop when installing an elastic coupling or intermediate shaft made of polymer composite material); 10 – fixed-pitch propeller (in a hydrodynamic bath); 11 – elastic coupling

Общая длина валовой линии до конца установки должна составлять не более 6 м с учетом необходимости размещения опорных конструкций и разборки валопровода при ремонте. Упорный подшипник установлен в реверс-редукторе WWuA 172/04, однако при установке упругой муфты или промежуточного вала из полимерно-композиционного материала предусматривается установка упорного подшипника в кормовой части. Первоначальный этап проектирования стенда предусматривает расчет ми-

нимальных диаметров промежуточного и гребного вала, исходя из требований классификационных обществ и условий сохранения прочности. При этом в данном случае рассматривается базовая конструкция дизеля без применения турбонадува.

### Расчет параметров промежуточного вала

Диаметр промежуточного вала  $d_{пр}$ , мм, согласно требованиям РМРС [6], определяется по формуле

$$d_{\text{гр}} = F \sqrt[3]{\frac{P}{n}},$$

где  $F$  – коэффициент, принимаемый в зависимости от типа механической установки,  $F = 100$ ;  $P$  – расчетная мощность на промежуточном валу, кВт;  $n$  – расчетная частота вращения промежуточного вала, об/мин.

Поскольку промежуточный вал располагается за редуктором, то мощность на нем будет равна выходной мощности редуктора. В качестве входной мощности в редукторе можно принять максимальную мощность дизеля 4NVD26-2 (на 10 % превышающую его номинальную мощность).

Максимальная мощность  $P_{\text{max}}$ , кВт, на входе в редуктор составит:

$$P_{\text{max}} = 1,1 P_{\text{ном}};$$

$$P_{\text{max}} = 1,1 \cdot 79 = 86,9 \text{ кВт.}$$

Выходная мощность на редукторе (соответственно, и на промежуточном валу)  $P$ , кВт, будет определяться по формуле

$$P = P_{\text{max}} \eta_{\text{ред}},$$

где  $\eta_{\text{ред}}$  – механический КПД редуктора,  $\eta_{\text{ред}} = 0,9$ ;

$$P = 86,9 \cdot 0,9 = 78,21 \text{ кВт.}$$

Расчетная частота вращения промежуточного вала  $n$ , об/мин, определяется по формуле

$$n = k n_{\text{кв}},$$

где  $k$  – передаточное отношение редуктора,  $k = 0,49$ ;  $n_{\text{кв}}$  – максимальная частота вращения коленчатого вала дизеля,  $n_{\text{кв}} = 660$  об/мин;

$$n = 660 \cdot 0,49 = 323,4 \text{ об/мин.}$$

Таким образом, диаметр стального промежуточного вала:

$$d_{\text{гр}} = 100 \sqrt[3]{\frac{78,21}{323,4}} = 62,30 \text{ мм.}$$

Согласно действующему ГОСТ 6636-69 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры» [7], ближайшим размером будет 63 мм, однако принимаем его равным кратному 5, соответственно – 65 мм.

При выполнении вала из полимерно-композиционного материала его диаметр будет определяться по отдельному расчету, а длина  $l = 600$  мм с учетом возможностей имеющегося в АГТУ оборудования по изготовлению подобных валов.

Масса промежуточного стального вала  $M$ , кг, будет определяться по формуле

$$M = \frac{\pi d^2}{4} l \rho, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность стали,  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>;

$$M = \frac{(3,14 \cdot 0,065^2)}{4} \cdot 0,6 \cdot 7850 = 15,6 \text{ кг.}$$

Схема соединения валов принята при помощи фланцевых полумуфт с цилиндрическими болтами в соответствии с требованиями ГОСТ 19354-74 «Соединения фланцевые судовых валопроводов. Конструкция и размеры» [8].

#### Расчет параметров гребного вала

Диаметр гребного вала  $d_{\text{гр}}$ , мм, согласно требованиям РМРС [6], определяется по формуле

$$d_{\text{гр}} = 100 k \sqrt[3]{\frac{P}{n}},$$

где  $k = 1,26$  при условии, что соединение гребного вала с валом осуществляется с помощью шпонки (шпонок);  $P = 78,21$  кВт;  $n = 323,4$  об/мин.

Диаметр гребного вала  $d_{\text{гр}}$ :

$$d_{\text{гр}} = 100 \cdot 1,26 \cdot \sqrt[3]{\frac{78,21}{323,4}} = 78,5 \text{ мм.}$$

Масса гребного вала определяется аналогично массе промежуточного стального вала – по формуле (1).

Ориентировочная длина гребного вала составит до 4 500 мм и будет уточнена при расчете крутильных колебаний, приведенном ниже.

Масса гребного стального сплошного вала:

$$M = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 4,5 \cdot 7850 = 177,5 \text{ кг.}$$

#### Выбор упругой муфты

Упругие муфты выбираются по двум параметрам: номинальному крутящему моменту и частоте вращения. Выбор производителя был остановлен на АО «Прогресс» (г. Омск), который выпускает ряд упругих муфт, применяемых на судах, в том числе буксирах речных и озерных при модернизации судового машинно-двигательного комплекса. Для выбора кордовой оболочки упругой муфты из каталога производителя АО «Прогресс» [10] необходимо рассчитать величину крутящего момента, Н·м, и частоты вращения, об/с. Частота вращения после редуктора (как было рассчитано ранее) составляет 323,4 об/мин, или 5,39 об/с.

Крутящий момент  $T$ , Н·м, на валовой линии после редуктора будет определяться по формуле

$$T = 9550 \frac{P}{n};$$

$$T = 9550 \frac{78,21}{323,4} = 2309 \text{ Н·м.}$$

Соответствующая муфта марки «МЭКШ» может

быть выбрана по РТМ 212.0031-83 «Муфты эластичные типа МЭКШ для главных двигателей и вспомогательных механизмов судов речного флота. Указания по проектированию, монтажу и эксплуатации» [9]. Согласно [9], наиболее подходящей муфтой является модель «МЭКШ 500» (500 × 130 мм) со следующими техническими характеристиками:

- максимальная частота вращения – 2 000 об/мин;
- номинальный крутящий момент – 5 000 Н·м;
- динамическая средняя крутильная податливость –  $3,4 \cdot 10^{-5}$  рад/(Н·м);
- допустимая амплитуда эластического момента при эксплуатации на частоте вращения ниже 360 об/мин – 1 500 Н·м;
- среднее значение угла скручивания при номинальном крутящем моменте – 5 град поворота;
- допустимое смещение соединяемых валов: радиальное – 4 мм, осевое – 3 мм, угловое – 1,5 угла;
- масса – 8 кг;
- габариты: 500 × 130 мм.

#### Выбор количества опорных подшипников для гребного вала

Произведем расчет расстояния между опорными подшипниками для наиболее протяженного в составе стэнда гребного вала.

Согласно требованиям РМРС [6], расстояние между силами реакции соседних подшипников валопровода при отсутствии в пролете сосредоточенных масс должно удовлетворять условию:

$$5,5a\sqrt{d} \leq l \leq a\lambda\sqrt{d}, \quad (2)$$

где  $l$  – длина пролета (расстояние между реакциями соседних опор), м;  $d$  – минимальный наружный диаметр вала в пролете, м;  $n$  – частота вращения валопровода, об/мин;  $\lambda$  – коэффициент, принимаемый равным 14 при  $n \leq 500$  об/мин;  $a$  – коэффициент для полых валов, принимаемый равным  $(1 + b^2)^{0,25}$ ,  $b = d_o / d$  – отношение диаметров отверстия  $d_o$  и наружной поверхности вала  $d$ .

Поскольку гребной вал предполагается сплошным, то  $a = 2^{0,25} = 1,19$ .

Тогда формула (2) принимает следующий вид:

$$5,5 \cdot 1,19 \cdot \sqrt{0,08} \leq l \leq 1,19 \cdot 14 \cdot \sqrt{0,08};$$
$$1,85 \leq l \leq 4,71.$$

Таким образом, принимаем расстояние  $l$  между опорными подшипниками для гребного вала в диапазоне от 1,85 до 4,71 м, или от 1 850 до 4 710 мм.

#### Расчет параметров проставных валов для присоединения упругой муфты

Согласно проведенному расчету с учетом

небольшого веса упругой муфты для ее привода можно принять диаметры проставных валов равными расчетному диаметру промежуточного вала – 65 мм. Длина валов проставных валов для монтажа упругой муфты принимается не менее 300 мм (каждый) для возможности размещения аппаратуры для измерения касательных напряжений тензометрическим комплексом. Соответственно, для установки с одним проставным валом при отсутствии упругой муфты его диаметр составит 65 мм и длина – 600 мм.

#### Выбор гребного винта

В результате анализа научно-технической литературы определено, что дизели моделей 4NVD24, 4NVD26 устанавливались на судах в качестве главных на малых рыболовецких судах проектов 330К, 330 (проектант – ЦПТКБ «Каспрыба», Астраханская строительная судостроительная фирма имени С. М. Кирова) с гребными винтами фиксированного шага со следующими техническими характеристиками:

- диаметр – 880 мм;
- шаг – 540 мм;
- дисковое отношение – 0,51;
- количество лопастей – 3 шт.;
- масса – 70 кг.

Диаметр гребного вала на данных судах составляет 78 мм. Таким образом, диаметр фактического устанавливаемого гребного вала на судне соответствует результату расчета.

#### Разработка расчетной схемы валопровода

Ориентировочная длина гребного вала составит 4 200–4 500 мм, соответственно, расстояние между опорными подшипниками гребного вала можно принять равным 4 000 мм.

Масса каждого из стальных валов-коротышей составит:

$$M = \frac{3,14 \cdot 0,065^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 7\,850 = 7,81 \text{ кг.}$$

Суммарная масса предлагаемых к установке в испытательном стэнде элементов (без учета демпфера крутильных колебаний)  $M_{\text{сум}} = 286,72$  кг.

Окончательная расчетная схема и ее параметры будут сформированы при фактическом монтаже элементов. При изготовлении валов (коротышей, промежуточного, гребного) необходимо использовать сталь 35, 45, которая используется для изготовления реальных судовых валов. Временное сопротивление материала валов, которое требуется учитывать при расчете на прочность или крутильные колебания, составляет порядка 540 МПа. Для обеспечения вращения валопровода необходимо поддерживать систему смазки для опорных подшипников скольжения либо подшипники с консистентной смазкой.

Как было указано ранее, необходимо в первую очередь произвести расчет свободных крутильных

колебаний, которые должны развиваться в широком диапазоне частот вращения главного двигателя. Для этого был произведен расчет свободных крутильных колебаний для стенда в следующем составе: главный двигатель, реверс-редуктор, стальные валы – про-

ставной, промежуточный, гребной и гребной винт фиксированного шага в гидравлической ванне. Дискретная приведенная редуцированная схема стенда без установленной муфты, композиционного вала и демпфера приведена на рис. 2.

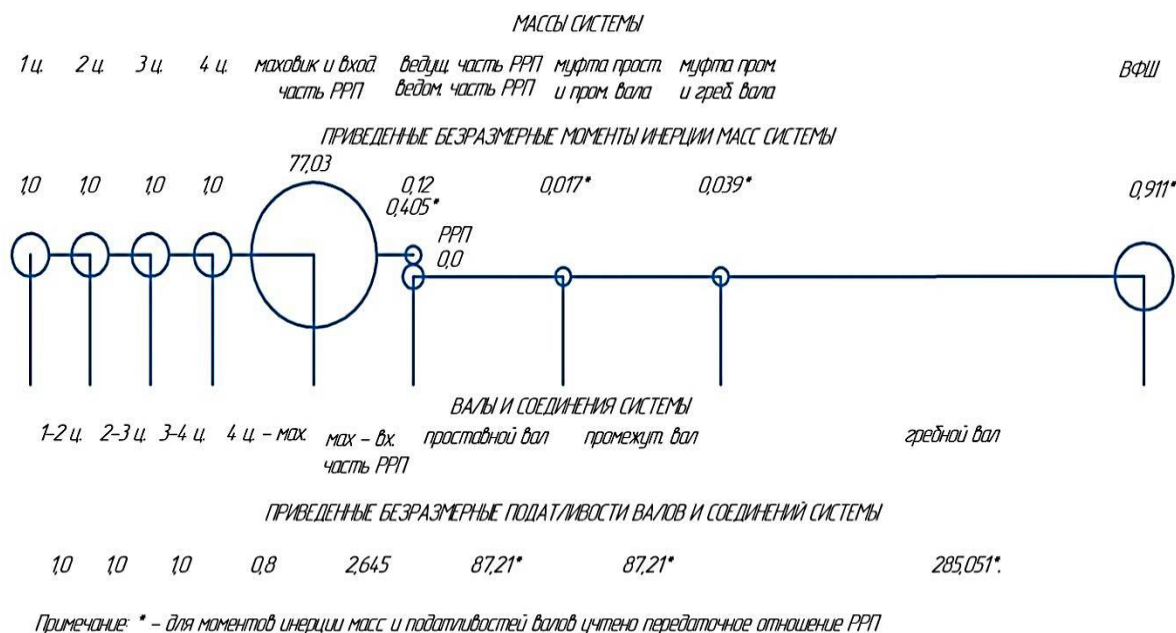


Рис. 2. Дискретная приведенная редуцированная схема стенда

Fig. 2. Discrete reduced circuit of the stand

В результате проведенного расчета определено, что стенд без установки упругой муфты, демпфера и композиционного вала имеет одноузловую валопроводную форму колебания с частотой 1 116 колебаний/мин (с узлом, расположенным в проставочном валу), которая входит в рабочий диапазон частот дизеля – от 150 до 630 об/мин при исследовании колебаний до 12-го гармонического порядка, согласно правилам РМРС. Резонансные частоты вращения стенда для моторных порядков составят: 2-й – 558 об/мин; 4-й (главный) – 279 об/мин. Также стоит выделить прогнозируемый резонанс промежуточного 7,5 порядка на частоте вращения коленчатого вала 150 об/мин, которая является минимально устойчивой частотой вращения дизеля.

При условии исследований колебаний до 16-го гармонического порядка, согласно правилам DNV GL и рекомендациям Л. В. Ефремова [5], прогнозируется проявление двухузловой моторной формы колебаний с частотой 8 479 колебаний/мин с 1-м узлом между 4-м цилиндром и маховиком и 2-м узлом на гребном валу возле винта фиксированного шага. Резонансная частота вращения стенда для 16-го порядка составит 530 об/мин.

Дополнительные расчеты определили, что изменение параметров гребного вала (диаметр или длина)

и момента инерции гребного винта оказывают влияние на параметры одноузловой валопроводной формы, но не влияют на двухузловую форму колебаний.

### Выводы

1. Установлено, что для проведения полноценных теоретических и практических исследований с пружинными и силиконовыми демпферами крутильных колебаний, упругими муфтами и композиционными валами необходим стенд на базе реального судового дизеля с реверс-редукторной передачей.

2. Установлено, что для предложенной схемы испытательного стенда основной опасной будет одноузловая валопроводная форма, которая вызовет резонансы крутильных колебаний моторных гармоник 2-го и 4-го порядка с частотами вращения, входящими в рабочий диапазон частот вращения дизеля.

3. Поскольку реверс-редуктор вызывает резонансы промежуточных порядков, следует исследовать колебания 7,5 порядка, который прогнозируется на минимально устойчивой частоте вращения дизеля – 150 об/мин.

4. Для проведения тензометрирования рекомендуется установка тензометрических резисторов на проставочном валу (после редуктора) и гребном валу (возле гребного винта).

### Список источников

1. Никитин В. С., Половинкин В. Н., Барановский В. В. Современное состояние и перспективы развития отечественных корабельных дизельных энергетических установок // Тр. Крылов. гос. науч. центра. 2017. № 2 (380). С. 70–91.
2. Емельянов М. Д. Безопасность морского транспорта России // Трансп. Рос. Федерации. 2008. № 2 (15). С. 38–43.
3. Иванченко А. А., Иванченко А. А. Проблемы эксплуатации судов с дизельными установками нового поколения и задачи по их совершенствованию // Вестн. Гос. ун-та мор. и реч. флота им. адм. С. О. Макарова. 2014. Вып. 5. С. 26–33.
4. Hafner K. E., Maass H. Theorie der Triebwerksschwingungen der Verbrennungskraftmaschine. Berlin: Springer-Verlag, 1984. 214 p.
5. Ефремов Л. В. Теория и практика исследования крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. СПб.: Наука, 2007. 276 с.
6. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. VII. Механические установки. СПб.: Изд-во РМРС, 2025. 109 с.
7. ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. М.: Изд-во стандартов, 2004. 7 с.
8. ГОСТ 19354-74. Соединения фланцевые судовых валопроводов. Конструкция и размеры. М.: Изд-во стандартов, 2000. 18 с.
9. РТМ 212.0031-83. Муфты эластичные типа МЭКШ для главных двигателей и вспомогательных механизмов судов речного флота. Указания по проектированию, монтажу и эксплуатации. Минречфлот РСФСР, 1983. 30 с.
10. Резинокордные оболочки для высокоэластичных муфт / АО ФЦНП «Прогресс». URL: <https://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group2> (дата обращения: 27.07.2025).

### References

1. Nikitin V. S., Polovinkin V. N., Baranovskij V. V. Sovremennoe sostoyanie i perspektivy razvitiya otechestvennyh korabel'nyh dizel'nyh energeticheskikh ustanovok [Current state and prospects of development of domestic shipboard diesel power plants]. *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra*, 2017, no. 2 (380), pp. 70-91.
2. Emel'yanov M. D. Bezopasnost' morskogo transporta Rossii [Safety of Russian maritime transport]. *Transport Rossijskoj Federacii*, 2008, no. 2 (15), pp. 38-43.
3. Ivanchenko A. A., Ivanchenko A. A. Problemy ekspluatatsii sudov s dizel'nymi ustanovkami novogo pokoleniya i zadachi po ih sovershenstvovaniyu [Problems of operation of ships with new generation diesel installations and tasks for their improvement]. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova*, 2014, iss. 5, pp. 26-33.
4. Hafner K. E., Maass H. *Theorie der Triebwerksschwingungen der Verbrennungskraftmaschine*. Berlin, Springer-Verlag Publ., 1984. 214 p.
5. Efremov L. V. *Teoriya i praktika issledovaniya krutitil'nyh kolebanij silovyh ustanovok s primeneniem komp'yuternyh tekhnologij* [Theory and practice of torsional vibration research of power plants using computer technology]. Saint Petersburg, Nauka Publ., 2007. 276 p.
6. *Pravila klassifikacii i postrojki morskikh sudov. Part VII. Mekhanicheskie ustanovki* [Rules of classification and construction of naval vessels. Part VII. Mechanical installations]. Saint Petersburg, Izd-vo RMRS, 2025. 109 p.
7. *GOST 6636-69. Osnovnye normy vzaimozamenyayemosti. Normal'nye linejnye razmery* [ISS 6636-69. The basic norms of interchangeability. Normal linear dimensions]. Moscow, Izd-vo standartov, 2004. 7 p.
8. *GOST 19354-74. Soedineniya flancevye sudovyh valoprovodov. Konstrukciya i razmery* [ISS 19354-74. Flange connections of marine shaft lines. Construction and dimensions]. Moscow, Izd-vo standartov, 2000. 18 p.
9. *RTM 212.0031-83. Mufty elastichnye tipa MEKSH dlya glavnyh dvigatelej i vspomogatel'nyh mekhanizmov sudov rechnogo flota. Ukazaniya po proektirovaniyu, montazhu i ekspluatatsii* [RTM 212.0031-83. Elastic couplings of the MEKS type for main engines and auxiliary mechanisms of river fleet vessels. Design, installation and operation instructions]. Minrechflot RSFSR, 1983. 30 p.
10. *Rezinokordnye obolochki dlya vysokoelastichnyh muft* [Rezinokordnye obolochki dlya vysokoelastichnyh muft]. AO FCNP «Progress». Available at: <https://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group2> (accessed: 27.07.2025).

Статья поступила в редакцию 06.03.2026; одобрена после рецензирования 15.04.2026; принята к публикации 24.04.2026  
The article was submitted 06.03.2026; approved after reviewing 15.04.2026; accepted for publication 24.04.2026

### Информация об авторах / Information about the authors

**Михаил Николаевич Покусаев** – доктор технических наук, профессор; заведующий кафедрой эксплуатации водного транспорта и промышленного рыболовства; Астраханский государственный технический университет; [evtipr@astu.ru](mailto:evtipr@astu.ru)

**Mikhail N. Pokusaev** – Doctor of Technical Sciences, Professor; Head of the Department Exploitation of Water Transport and Industrial Fisheries; Astrakhan State Technical University; [evtipr@astu.ru](mailto:evtipr@astu.ru)

**Константин Олегович Сибряев** – кандидат технических наук, доцент; доцент кафедры эксплуатации водного транспорта и промышленного рыболовства; Астраханский государственный технический университет; evt2006@rambler.ru

**Иван Сергеевич Турченков** – магистрант кафедры эксплуатации водного транспорта и промышленного рыболовства; Астраханский государственный технический университет; ivan-turchenkov34@yandex.ru

**Konstantin O. Sibryaev** – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department of Water Transport Operation and Industrial Fishing; Astrakhan State Technical University; evt2006@rambler.ru

**Ivan S. Turchenkov** – Master's Course Student of the Department of Water Transport Operation and Industrial Fishing; Astrakhan State Technical University; ivan-turchenkov34@yandex.ru

