

УДК 534.013+629.5.03-752.2
EDN: MOVTRF

М.Н. Покусаев, М.М. Горбачев, К.О. Сибряев, А.Д. Ибадуллаев
ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет», Астрахань, Россия

ИСПЫТАНИЯ ПРОТОТИПА ПРУЖИННОГО ДЕМПФЕРА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ С ЛИСТОВЫМИ РЕССОРАМИ СУДОВОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Объект и цель научной работы. Объект исследования – прототип пружинного демпфера крутильных колебаний с листовыми рессорами судовой двигательной установки (ПД-прототип). Цель – провести лабораторные испытания ПД-прототипа для оценки эффективности демпфирования крутильных колебаний.

Материалы и методы. При испытании ПД-прототипа использовался лабораторный стенд испытательного центра Marine Technology Service (ИЦ МТС) Астраханского государственного технического университета (АГТУ) и тензометрический комплекс Astech Electronics. При выполнении исследования применялись теоретические (анализ, синтез) и практические (моделирование, научный эксперимент) методы.

Основные результаты. По результатам испытаний ПД-прототипа установлено следующее. Во-первых, конструкция ПД-прототипа сочетает два вида демпфирования: упругое (78 %) и гидравлическое (22 %). Во-вторых, наиболее опасным техническим состоянием пружинного демпфера является блокировка листовых рессор, что приводит к росту напряжений до 4 раз при резонансных вынужденных колебаниях. В-третьих, прекращение проточной подачи масла приводит к дополнительному повышению напряжений в 1,3–1,4 раза по сравнению с напряжениями при нормальном техническом состоянии ПД-прототипа. В-четвертых, при частоте вращения до 250 мин⁻¹ снижение амплитуды напряжений составляет в среднем в 2,3–3,5 раза при резонансных максимальных напряжениях (при нерезонансных колебаниях – до 9,7 раза), а при частоте вращения свыше 250 мин⁻¹ снижается в 1,8 и 3,5 раза соответственно.

Заключение. Теоретическая значимость исследования заключается в получении новых эмпирических зависимостей развития напряжений от крутильных колебаний в зависимости от частоты вынужденных колебаний и частоты вращения при установке ПД-прототипа при моделировании его различного технического состояния. Практические результаты могут быть приняты за основу при разработке методики безразборной диагностики технического состояния и определения остаточного ресурса пружинных демпферов, а также при создании и испытаниях последующего опытного образца пружинного демпфера.

Ключевые слова: судовой двигательная установка, пружинный демпфер с листовыми рессорами, крутильные колебания, лабораторные испытания.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

UDC 534.013+629.5.03-752.2
EDN: MOVTRF

M.N. Pokusaev, M.M. Gorbachev, K.O. Sibryaev, A.D. Ibadullaev
Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia

TESTING OF A PROTOTYPE SPRING DAMPER OF TORSIONAL VIBRATIONS WITH LEAF SPRINGS OF A MARINE PROPULSION SYSTEM

Object and purpose of research. The object of the study is a prototype of a torsional vibration spring damper with leaf springs of a marine propulsion system (hereinafter referred to as the SD-prototype). The purpose of the study is to conduct laboratory tests of the SD-prototype to evaluate the effectiveness of damping torsional vibrations.

Для цитирования: Покусаев М.Н., Горбачев М.М., Сибряев К.О., Ибадуллаев А.Д. Испытания прототипа пружинного демпфера крутильных колебаний с листовыми рессорами судовой двигательной установки. Труды Крыловского государственного научного центра. 2026; 1(415): 169–178.

For citations: Pokusaev M.N., Gorbachev M.M., Sibryaev K.O., Ibadullaev A.D. Testing of a prototype spring damper of torsional vibrations with leaf springs of a marine propulsion system. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2026; 1(415): 169–178 (in Russian).

Materials and methods. When testing the SD-prototype, the laboratory stand of the Marine Technology Service testing center of Astrakhan State Technical University (TC “MTS”) was used, attorney strain gauge complex Astech Electronics. In carrying out scientific research, theoretical (analysis, synthesis) and practical methods (modeling, scientific experiment) were used.

Main results. Based on the results of the SD-prototype tests, it was established. Firstly, the design of the SD-prototype combines two types of damping: elastic (78 %) and hydraulic (22 %). Secondly, the most dangerous technical condition of the spring damper is the blocking of leaf springs, which leads to an increase in stresses up to 4 times during resonant forced vibrations. Thirdly, the termination of the oil flow leads to an additional increase in stresses of the order of 1.3–1.4 times compared with the stresses in the normal technical condition of the PD prototype. Fourthly, at a rotational frequency of up to 250 min⁻¹, the voltage amplitude decreases by an average of 2.3–3.5 times for non-resonant vibrations and up to 9.7 times for resonant maximum voltages, and at a rotational frequency of over 250 min⁻¹, it decreases by 1.8 and 3.5 times, respectively.

Conclusion. The theoretical significance of the study lies in obtaining new empirical dependences of stress development from torsional vibrations depending on the frequency of forced vibrations and the rotational speed during installation of the SD-prototype when modeling its various technical condition. The results of practical research can be used as a basis for the development of a methodology for non-selective diagnostics of the technical condition and determination of the residual life of spring dampers, as well as for the creation and testing of a subsequent prototype spring damper.

Keywords: marine propulsion system, spring damper with leaf springs, torsional vibrations, laboratory tests.

The authors declare no conflicts of interest.

Введение

Introduction

Развитие отечественной двигателестроительной отрасли, в частности создание и техническая эксплуатация пружинных демпферов крутильных колебаний (далее – ПД), сдерживается рядом фундаментальных факторов. В их числе:

1. Многочисленные запросы от ведущих отраслевых предприятий в адрес ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет», направленные на установление кооперации в научно-технической сфере. В числе указанных предприятий: АО «Синара – Транспортные машины», частное учреждение по обеспечению научного развития атомной отрасли «Наука и инновации» (входит в холдинг «Росатом»), АО «Объединенная судостроительная корпорация», ПАО «Звезда», ФАУ «Российский морской регистр судоходства» (ФАУ «РМРС»).
2. Поставки устройств зарубежного производства, в т.ч. ПД для судовых двигательных установок (СДУ), прекращены из-за экономических санкций [1, 2].
3. Периодическая диагностика технического состояния ПД ограничивается как невозможностью приезда иностранных специалистов фирм-производителей, так и отсутствием одобренной методики безразборной диагностики в нормативной документации классификационных обществ [3–5].

Конструктивные и эффективные характеристики ПД являются предметом изучения мировых научных школ и промышленных предприятий:

Шанхайский океанический университет (проф. Chunyun Shen) [6], Корейский институт машиностроения и материалов (проф. Dong-hwan Lee) [7], Институт проблем машиноведения РАН (проф. Л.В. Ефремов) [8], Массачусетский технологический институт (проф. J.P. Den Gartog) [9], Dr. Geislinger & Co. Schwingungstechnik GmbH (Австрия, Зальцбург) [10], Ряшевский технологический университет, Польша (W. Homik) [11] и др.

Проведенный обзор исследований свидетельствует о недостатке информации, позволяющей провести количественную оценку эффективности ПД, что послужило основной предпосылкой для настоящего исследования. Цель – провести лабораторные испытания ПД-прототипа для оценки эффективности демпфирования крутильных колебаний.

Методы и материалы

Methods and materials

Объектом исследования является ПД-прототип (общий вид представлен на рис. 1, технические характеристики – в табл. 1), разработанный на основе авторской методики создания и с применением технологии реверс-инжиниринга по серийному образцу ПД модели D90/37 фирмы-производителя Dr. Geislinger & Co. Schwingungstechnik GmbH [12]. Верификация результатов исследования подтверждена получением принципиального одобрения ФАУ «РМРС» на комплект технической документации «Разработка отечественного пружинного демпфера крутильных колебаний» (письмо № 141-311-10-85684 от 25.04.2025).

При испытании ПД-прототипа использовался лабораторный стенд ИЦ МТС (свидетельство о при-



Рис. 1. Общий вид ПД-прототипа
Fig. 1. General view of SD-prototype

знании ФАУ «РМРС» № 24.03.02.05546.141 от 07.11.2024, ФАУ «Российское классификационное общество» № 10848 от 28.04.2025), моделирующий работу судовой дизельной установки со среднеоборотным дизелем и прямой передачей на гребной винт. Для проведения испытаний ПД-прототипа существующий стенд был дооборудован системой подачи рабочей жидкости авторской разработки (общий вид представлен на рис. 2, см. вклейку) [13].

Для измерения напряжений от крутильных колебаний применялся поверенный тензометрический комплекс Astech Electronics с лицензионным программным обеспечением Astech C-Range Logging Version 2.5.0.1825. При выполнении научного исследования использовались теоретические (анализ, синтез) и практические (моделирование, научный эксперимент) методы.

В состав лабораторного стенда входят следующие элементы: 1 – демпфер; 2 – вал (двигатель постоянного тока (ДПТ) – демпфер); 3 – ДПТ; 4 – вал

Таблица 1. Технические характеристики ПД-прототипа

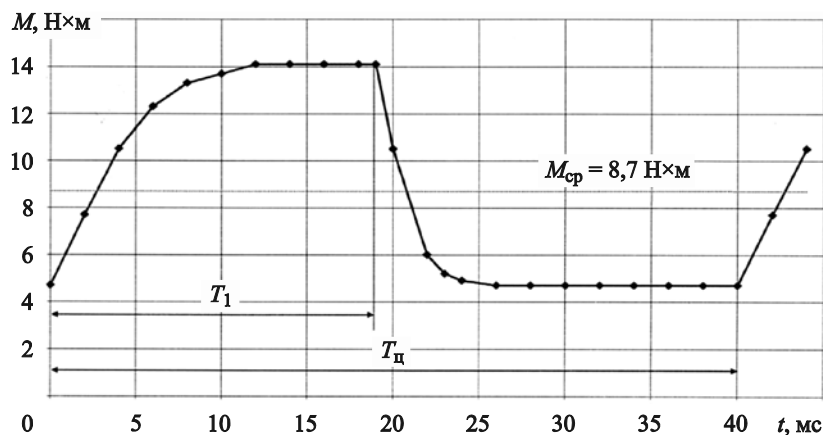
Table 1. Main Data of SD-prototype

№	Наименование параметра	Численное значение
1	Внешний диаметр, м	0,313
2	Внутренний диаметр, м	0,102
3	Момент инерции, кг·м ²	0,489
4	Крутильная жесткость, Н·м/рад.	1212,59
5	Тепловая мощность, Вт	58,4
6	Суммарная масса, кг	39

(муфта № 2 – ДПТ); 5 – муфта № 2; 6 – вал (малый маховик (ММ) № 1 – муфта № 2); 7 – малый маховик № 1; 8 – вал (большой маховик (БМ) – ММ № 1); 9 – БМ; 10 – вал (муфта № 1 – БМ); 11 – муфта № 1; 12 – вал (генератор постоянного тока (ГПТ) –

Рис. 3. Изменение электромагнитного момента на электродвигателе лабораторного стенда испытательного центра MTS

Fig. 3. Change of motor's electromagnetic moment, laboratory facility at MTS test center



муфта № 1); 13 – ГПТ; 14 – вал (ГПТ – ММ № 2); 15 – ММ № 2.

На рис. 3 представлено изменение крутящего момента при работе лабораторного стенда, которое достигается посредством изменения времени импульса напряжения (T_1) и времени цикла ($T_{ц}$). Вследствие этого и изменяется момент в электродвигателе (M) в зависимости от времени, что идентично переменному крутящему моменту в судовом дизельном двигателе.

Расчет параметров крутильной схемы лабораторного стенда испытательного центра MTS

Calculation of torsional parameters for the laboratory facility at MTS test center

Выполним расчеты параметров системы для разработки крутильной схемы. Результаты расчета приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты расчета моментов инерции полной системы без демпфера

Table 2. Moments of inertia calculations for the full system without damper

Номер массы	Наименование массы	Диаметр, м	Длина, м	Плотность материала, кг/м ³	Момент инерции, кг·м ²
1	Муфта для демпфера и вал носовой	0,1	0,02	7850	$1,541 \cdot 10^{-3}$
2	Вал (ДПТ – демпфер)	0,055	0,055	7850	$3,877 \cdot 10^{-4}$
3	ДПТ				0,0385
4	Вал (муфта № 1 – ДПТ)	0,041	0,055	7850	$1,197 \cdot 10^{-4}$
5	Муфта № 1	0,1	0,025	7850	$1,926 \cdot 10^{-3}$
6	Вал (ММ – муфта № 1)	0,03	0,115	7850	$7,175 \cdot 10^{-5}$
7	ММ № 1 + муфта маховика	0,3	0,019	7850	0,128
8	Вал (БМ – ММ № 1)	0,03	0,6	7850	$3,744 \cdot 10^{-4}$
9	БМ				1,43
10	Вал (муфта № 2 – БМ)	0,03	0,1	7850	$6,239 \cdot 10^{-5}$
11	Муфта № 2	0,1	0,025	7850	$1,926 \cdot 10^{-3}$
12	Вал (ГПТ – муфта № 2)	0,041	0,035	7850	$7,618 \cdot 10^{-5}$
13	ГПТ				0,019
14	Вал (ГПТ – ММ № 2)	0,025	0,025	7850	$7,522 \cdot 10^{-6}$
15	ММ № 2	0,3	0,019	7850	0,119
Сумма					1,741

Таблица 3. Параметры податливостей валов системы

Table 3. Compliance parameters of system's shafts

Номер вала	Наименование вала	Диаметр, м	Длина, м	Модуль G , Н/м ²	Податливость, 1/(Н·м)
1	Вал (муфта для демпфера – ДПТ)	0,055	0,055	8,1	$7,562 \cdot 10^{-7}$
2	Вал (ДПТ – муфта № 1)	0,041	0,055	8,1	$2,449 \cdot 10^{-6}$
3	Вал (муфта № 1 – ММ № 1)	0,03	0,105	8,1	$1,631 \cdot 10^{-5}$
4	Вал (ММ № 1 – БМ)	0,03	0,588	8,1	$9,133 \cdot 10^{-5}$
5	Вал (БМ – муфта № 2)	0,03	0,1	8,1	$1,553 \cdot 10^{-5}$
6	Вал (муфта № 2 – ГПТ)	0,041	0,03	8,1	$1,336 \cdot 10^{-6}$
7	Вал (ГПТ – ММ № 2)	0,025	0,02	8,1	$6,442 \cdot 10^{-6}$

Далее проведем расчет податливостей валов системы. Результаты расчета приведем в табл. 3.

Расчет приведенного момента инерции ПД-прототипа

Calculation of the reduced moment of inertia for SD-prototype

Рассчитаем приведенный момент инерции внешней массы ПД-прототипа при исходных данных, представленных в табл. 4.

Момент инерции внешней части ПД-прототипа в пропорции к суммарному моменту инерции системы лабораторного стенда составляет 28,07 %, что входит в допустимые значения согласно рекомендациям фирмы-производителя Geislinger.

Расчеты свободных колебаний системы с ПД-прототипом осуществлялись общепризнанными методиками, в т.ч. методом цепных дробей В.П. Терских и матричным методом. Результаты расчета частоты свободных колебаний системы с ПД-прототипом представлены в табл. 5.

Таблица 4. Расчет момента инерции ПД-прототипа

Table 4. Moments of inertia calculations for SD-prototype

Наименование	Диаметр внешний, м	Диаметр внутренний, м	Толщина, м	Плотность, кг/м ³	Момент инерции, кг·м ²
Внешняя часть ПД-прототипа					
Стяжное внешнее кольцо	0,313	0,285	0,04	7850	0,092
Крышка фланец	0,313	0,105	0,014	7850	0,102
Крышка пластина боковая	0,313	0,105	0,014	7850	0,102
Блок с пружинами	0,285	0,138	0,04	7850	0,192
Отверстия под болты М14, 12 шт.	0,015	0	0,07	7850	$3,276 \cdot 10^{-5}$
Болты М14, 12 шт.	0,012	0	0,07	7850	$1,342 \cdot 10^{-5}$
				Сумма	0,489

Таблица 5. Результаты расчета частоты свободных колебаний системы с ПД-прототипом

Table 5. Calculation of natural frequency oscillations for the system equipped with the SD-prototype

Наименование параметров	Величина параметра
Нулевой момент инерции, кг·м ²	0,0387
Нулевая податливость, 1/(Н·м)	$7,562 \cdot 10^{-7}$
Частота колебаний, кол./мин	1362,4
Расчетная частота колебаний, Гц	22,7
Частота, мс	44
Погрешность расчета, %	0,08
Учет демпфирования в подшипниках ротора	
Принятый коэффициент демпфирования	0,3
Расчетная частота колебаний с учетом ПД-прототипа, Гц	21,66
Расчетная частота колебаний с учетом ПД-прототипа, кол./мин	1299,66
Частота резонанса по эксперименту, мс	48
Частота резонанса по эксперименту, Гц	20,8
Частота резонанса по эксперименту, кол./мин	1250,0
Расхождение по частоте резонанса, %	3,8

Исследование крутильных колебаний при установке ПД-прототипа в составе лабораторного стенда

Investigation of torsional vibrations for the SD-prototype installed in the laboratory facility

Для оценки эффективности снижения амплитуд крутильных колебаний лабораторного стенда при помощи ПД-прототипа был произведен ряд измерений напряжений в валах в зависимости от частоты вынужденных колебаний и частоты вращения (для определения валидации результатов исследования).

Измерение напряжений производилось в двух валах лабораторного стенда. Основное сечение – узловое, определенное согласно проведенному расчету свободных крутильных колебаний – вал между малым маховиком № 1 и большим маховиком (далее именуется как вал у БМ). Дополнительное сечение – вал между муфтой № 1 и малым маховиком № 1 (далее именуется как вал у ММ). Дополни-

тельное сечение необходимо для контроля достоверности полученных результатов напряжений.

По результатам экспериментов установлено, что резонансная частота крутильных колебаний составляет 47,6 Гц и она соответствует в пределах 5 % расчетной частоте одноузловой формы согласно проведенному расчету свободных колебаний лабораторного стенда.

По результатам анализа тензограмм для варианта стенда без установленного ПД-прототипа получен график развития напряжений от суммарных крутильных колебаний в зависимости от частоты вращения лабораторного стенда (рис. 4).

Согласно рис. 4, резонансные напряжения возникают при частотах вращения для сечения у БМ: 155, 240, 390 мин⁻¹.

При установке ПД-прототипа и подаче в него проточного масла получены графики развития напряжений, приведенные на рис. 5 и 6. При этом частота вынужденных колебаний сохранялась на уровне 47,6 Гц. Необходимо отметить, что установка ПД-прототипа

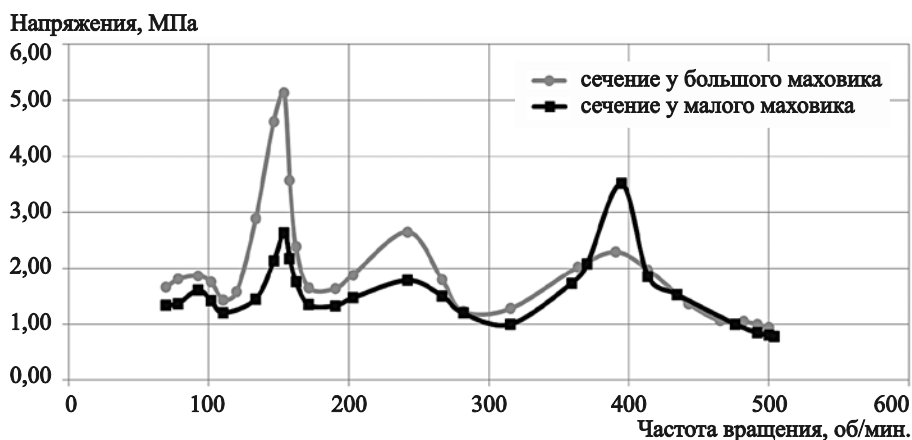


Рис. 4. График развития напряжений от суммарных крутильных колебаний в стенде без ПД-прототипа
Fig. 4. Graph showing development of total torsional vibrations in the laboratory setup without SD-prototype

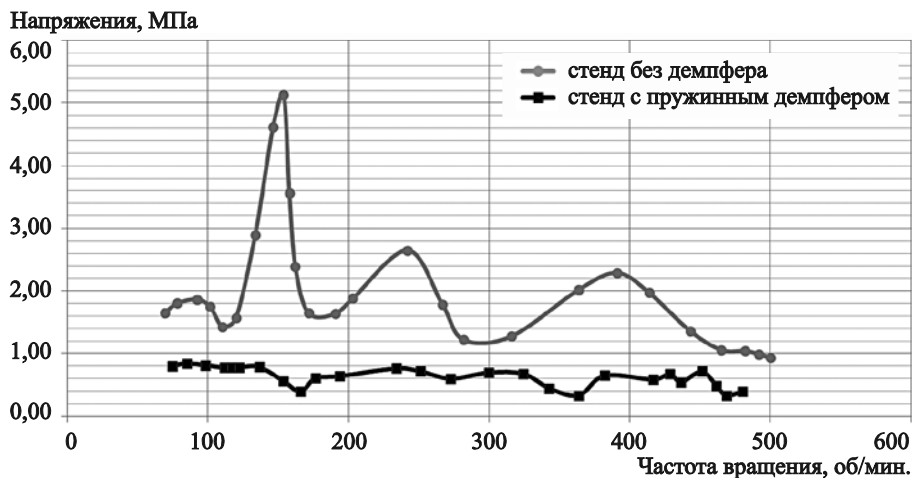
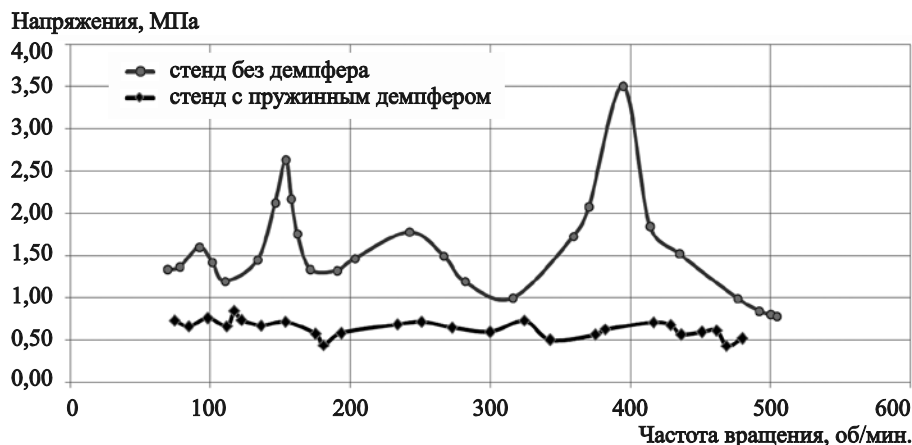


Рис. 5. Графики развития напряжений при установке ПД-прототипа для вала у большого маховика
Fig. 5 Graphs showing development of torsional stresses when the SD-prototype is fitted at the larger flywheel shaft

Рис. 6. Графики развития напряжений при установке ПД-прототипа для вала у малого маховика

Fig. 6. Graphs showing development of torsional stresses when the SD-prototype is fitted for at the smaller flywheel shaft



приводит к уменьшению резонансной частоты колебаний всего стенда с 47,6 до 21,3 Гц. Это объясняется большим моментом инерции ПД-прототипа.

Как видно из рис. 5 и 6, ПД-прототип эффективно снижает величину напряжений как от резонансных, так и от нерезонансных колебаний и стабилизирует график зависимости напряжений от частоты вращения. Далее была произведена оценка влияния технического состояния ПД-прототипа на развитие крутильных колебаний в валах стенда.

Влияние технического состояния ПД-прототипа на развитие крутильных колебаний в валах стенда

Effect of SD-prototype technical conditions on development of torsional vibrations at the shafts of the laboratory setup

Рассмотрим следующие варианты моделирования технического состояния ПД-прототипа:

- нормальное техническое состояние ПД-прототипа с рабочим состоянием листовых рессор и обеспечение полного протекания масла через корпус демпфера;

- сухой ПД-прототип без подачи масла – ситуация, которая возможна в реальных условиях эксплуатации при загрязнении проточных частей системы подачи масла и проточной части ПД и его работе в течение некоторого времени, достаточного для вытекания масла из ПД;
- с маслом, но без протекания через корпус ПД-прототипа – ситуация, которая предшествует сухому состоянию, т.е. когда масло еще содержится в проточной части, но не имеет достаточного поступления от системы;
- ПД-прототип с заклинкой листовых рессор – ситуация, которая может возникнуть при их перегреве при недостаточном охлаждении или их повреждении.

Влияние технического состояния ПД-прототипа на характер крутильных колебаний будет выражаться в изменении их амплитуды и частоты.

Соответственно, для разных технических состояний ПД-прототипа экспериментально были установлены величины резонансных частот, которые приведены в табл. 6. Также в табл. 6 представлена степень изменения частоты колебаний относительно частоты при нормальном состоянии ПД-прототипа.

Таблица 6. Резонансные частоты крутильных колебаний стенда при разных технических состояниях ПД-прототипа

Table 6. Resonance torsional frequencies of the laboratory setup depending on conditions of the SD-prototype

Техническое состояние ПД-прототипа	Частота, Гц	Частота, кол./мин	Изменение, %
С маслом	20,8	1248	-2,35
С проточной системой масла	21,3	1278	0,00
Застопоренный	21,7	1302	1,88
Сухой	20,4	1224	-4,23

Как видно из табл. 6, результаты экспериментов не дают основания говорить о существенном изменении частоты колебаний, поскольку отличие не превышает 5%, поэтому далее был произведен анализ степени изменения напряжений при разном техническом состоянии ПД-прототипа. Рассматривались тензограммы с частотой колебаний от 20 до 21,7 Гц, что охватывает диапазон резонансных частот при разном техническом состоянии ПД-прототипа. Результаты представлены на рис. 7 (см. вклейку).

Как показал анализ, максимальный рост напряжений возникает при застопоренных листовых рессорах ПД-прототипа, при этом относительно напряжений при нормальном его состоянии они возрастают в 4,03–4,18 раза. Это может являться полноценным диагностическим критерием для безразборной оценки технического состояния ПД. Отсутствие протока масла приводит к росту напряжений в 1,15–1,26 раза. Однако, вероятнее всего, данный дефект будет способствовать повышению температуры листовых рессор и риску их заклинивания, что приведет к вышеописанному резкому росту амплитуд крутильных колебаний и напряжений от них. Для оценки опасности крутильных колебаний в валах стенда также необходимо рассмотреть их изменение относительно частоты вращения лабораторного стенда при наиболее опасном случае – заклинке листовых рессор.

Графики развития напряжений при нормальном техническом состоянии и заклинке листовых рессор ПД-прототипа представлены на рис. 8 и 9 (см. вклейку).

При построении графиков использованы полиномиальные зависимости шестого порядка с удовлетворительной величиной достоверности аппроксимации от 0,81 до 0,95.

Как было описано ранее, техническое состояние ПД-прототипа очевидно повлияет на уровень крутильных колебаний, и в данной работе рассматриваются общие случаи возможных дефектов без подробного анализа. Результаты для обоих рассматриваемых сечений стенда представлены на рис. 10 и 11 (см. вклейку).

Заключение

Conclusion

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Конструкция ПД-прототипа сочетает два вида демпфирования: упругое, составляющее 78 %, и гидравлическое, на долю которого приходится около 22 %.

2. Наиболее опасным техническим состоянием ПД-прототипа является блокировка листовых рессор, что приводит к росту напряжений до 4 раз при резонансных вынужденных колебаниях.
3. Прекращение проточной подачи масла в ПД-прототип приводит к дополнительному повышению напряжений в 1,3–1,4 раза по сравнению с нормальным техническим состоянием ПД-прототипа.
4. При частоте вращения до 250 мин⁻¹ снижение амплитуды напряжений составляет в среднем 2,3–3,5 раза – при нерезонансных колебаниях и до 9,7 раза – при резонансных максимальных напряжениях, а при частоте вращения свыше 250 мин⁻¹ снижается в 1,8 и 3,5 раза соответственно.

Список использованной литературы

1. Савченков К.А., Вербицкий С.В., Лобанов А.В. Обзор влияния зарубежных санкций на российское судостроение // Труды Крыловского государственного научного центра. 2024. Вып. 3(409). С. 145–160.
2. Problems of diagnostics of technical condition of torsional vibration dampers of modern marine diesel engines / M.N. Pokusaev, M.M. Gorbachev, K.O. Sibryaev, A.D. Ibadullaev // Recent achievements and prospects of innovations and technologies. Moscow ; Kerch ; Sevastopol, 2023. Vol. 2 : Proceedings of XII All-Russian Research-to-practice conference of students, postgraduates and young scientists. P. 133–141.
3. Работоспособность механических демпферов крутильных колебаний судовых двигателей внутреннего сгорания / К.О. Сибряев, М.Н. Покусаев, М.М. Горбачев, А.Д. Ибадуллаев // Вестник Астраханского гос. техн. ун-та. Серия: Морская техника и технология. 2022. № 1. С. 35–41. DOI: 10.24143/2073-1574-2022-1-35-41.
4. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. VII. Механические установки : НД № 2-020101-174 / Российский морской регистр судоходства. Санкт-Петербург : РМРС, 2025. 109 с.
5. Оценка работоспособности силиконовых демпферов крутильных колебаний судовых двигателей внутреннего сгорания : Руководство Р.043-2016 : утв. приказом Рос. Речн. регистра от 26.09.2016 № 67-п. Изд. 2. Москва, 2016. 66 с.
6. Research on mechanical model and torsional stiffness properties of leaf spring torsional vibration dampers for marine diesel engines / C. Shen, G. Li, Z. Tian [et al.] // Applied sciences. 2024. Vol. 14, No. 3. P. 1304 (p. 1–17). DOI: 10.3390/app14031304.

7. Study on the parameter decision of spring-viscous dampers for the torsional vibration reduction of diesel engine shafting system / *D.H. Lee, T.Y. Chung, Y.C. Kim* [et al.] // Transactions of the Korean Society for noise and vibration engineering. 2010. Vol. 20, No. 12. P. 1168–1175. DOI: 10.5050/KSNVE.2010.20.12.1168.
8. *Ефремов Л.В.* Теория и практика исследования крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий : монография. Санкт-Петербург : Наука, 2007. 276 с.
9. *Ден-Гартог Д.П.* Механические колебания / Перевод с 4-го амер. изд. *А.Н. Обморшева*. Москва : Физматгиз, 1960. 580 с.
10. Geislinger damper : catalog : Vers. 15.9. Hallwang ; Salzburg, 2020. 46 p.
11. *Homik W., Mazurkow A., Woś P.* Application of a thermo-hydrodynamic model of a viscous torsional vibration damper to determining its operating temperature in a steady state // Materials. 2021. Vol. 14, No. 18. P. 5234 (p. 1–14). DOI: 10.3390/ma14185234.
12. Разработка модельного пружинного демпфера крутильных колебаний / *М.Н. Покусаев, К.О. Сибряев, М.М. Горбачев, А.Д. Ибадуллаев* // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение. 2023. № 4(147). С. 124–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2023-4-124-138.
13. The system for supplying working fluid to a model spring damper of torsional vibrations / *К.О. Сибряев, А.Д. Ибадуллаев, М.М. Горбачев* [et al.] // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2024. № 4. С. 46–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2024-4-46-53.
4. Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Part VII. Mechanical Installations. ND No. 2-020101-174 // Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg : RMRS, 2025. 109 p. (*in Russian*).
5. Performance Assessment of Silicone Torsional Vibration Dampers for Marine Internal Combustion Engines. Guideline R.043-2016. Adopted by Russian Classification Society, Directive No. 67-p dt. Sep. 26, 2016. Moscow, 2016. 66 p. (*in Russian*).
6. Research on mechanical model and torsional stiffness properties of leaf spring torsional vibration dampers for marine diesel engines / *C. Shen, G. Li, Z. Tian* [et al.] // Applied sciences. 2024. Vol. 14, No. 3. P. 1304 (p. 1–17). DOI: 10.3390/app14031304.
7. Study on the parameter decision of spring-viscous dampers for the torsional vibration reduction of diesel engine shafting system / *D.H. Lee, T.Y. Chung, Y.C. Kim* [et al.] // Transactions of the Korean Society for noise and vibration engineering. 2010. Vol. 20, No. 12. P. 1168–1175. DOI: 10.5050/KSNVE.2010.20.12.1168.
8. *Efremov L.V.* Theory and Practice of Studying Torsional Vibrations of Power Plants Using Computer Technologies : monograph. St. Petersburg : Nauka, 2007. 276 p. ISBN 5-02-025134-8 (*in Russian*).
9. *Den-Hartog J.P.* Mechanical Vibrations / Translation from the 4th American edition by A.N. Obmorshev. Moscow : Fizmatgiz, 1960. 580 p. (*in Russian*).
10. Geislinger damper : catalog : Vers. 15.9. Hallwang ; Salzburg, 2020. 46 p.
11. *Homik W., Mazurkow A., Woś P.* Application of a thermo-hydrodynamic model of a viscous torsional vibration damper to determining its operating temperature in a steady state // Materials. 2021. Vol. 14, No. 18. P. 5234 (p. 1–14). DOI: 10.3390/ma14185234.
12. Development of a model spring damper of torsional vibrations / *M.N. Pokusaev, K.O. Sibryaev, M.M. Gorbachev, A.D. Ibadullaev* // Bulletin of Bauman Moscow State Technical University. Series: Mechanical Engineering. 2023. No. 4(147). P. 124–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2023-4-124-138 (*in Russian*).
13. The system for supplying working fluid to a model spring damper of torsional vibrations / *К.О. Сибряев, А.Д. Ибадуллаев, М.М. Горбачев* [et al.] // Bulletin of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technology. 2024. No. 4. С. 46–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2024-4-46-53.

References

1. *Savchenkov K.A., Verbitsky S.V., Lobanov A.V.* Review of the Impact of Foreign Sanctions on Russian Shipbuilding // Transactions of the Krylov State Research Center. 2024. Vol. 3(409). P. 145–160 (*in Russian*).
2. Problems of diagnostics of technical condition of torsional vibration dampers of modern marine diesel engines / *M.N. Pokusaev, M.M. Gorbachev, K.O. Sibryaev, A.D. Ibadullaev* // Recent achievements and prospects of innovations and technologies. Moscow ; Kerch ; Sevastopol, 2023. Vol. 2 : Proceedings of XII All-Russian Research-to-practice conference of students, postgraduates and young scientists. P. 133–141.
3. Performance of Mechanical Torsional Vibration Dampers for Marine Internal Combustion Engines / *К.О. Сибряев, М.Н. Покусаев, М.М. Горбачев, А.Д. Ибадуллаев* // Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technology. 2022. No. 1. P. 35–41. DOI: 10.24143/2073-1574-2022-1-35-41 (*in Russian*).

Сведения об авторах

Покусаев Михаил Николаевич, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Эксплуатация водного транспорта и промышленное рыболовство» ФГБОУ ВО «Астраханский

государственный технический университет». Адрес: 414056, Россия, Астрахань, ул. Татищева, стр. 16/1. E-mail: evtipr@astu.ru.

Горбачев Максим Михайлович, д.т.н., доцент, доцент кафедры «Эксплуатация водного транспорта и промышленное рыболовство» ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет». Адрес: 414056, Россия, Астрахань, ул. Татищева, стр. 16/1. E-mail: max9999_9@mail.ru.

Сибряев Константин Олегович, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Эксплуатация водного транспорта и промышленное рыболовство» ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет». Адрес: 414056, Россия, Астрахань, ул. Татищева, стр. 16/1. E-mail: sibrko@yandex.ru.

Ибадуллаев Адель Дамирович, старший преподаватель кафедры «Эксплуатация водного транспорта и промышленное рыболовство» ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет». Адрес: 414056, Россия, Астрахань, ул. Татищева, стр. 16/1. E-mail: adel.ibadullaev99@mail.ru.

About authors

Mikhail N. Pokusaev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department, Operation of Water Transport and Industrial Fisheries Department, Astrakhan State Technical University. Address: 16/1, Tatishcheva st., Astrakhan, Russia, post code 414056. E-mail: evtipr@astu.ru.

Maxim M. Gorbachev, Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Operation of Water Transport and Industrial Fisheries Department, Astrakhan State Technical University. Address: 16/1, Tatishcheva st., Astrakhan, Russia, post code 414056. E-mail: max9999_9@mail.ru.

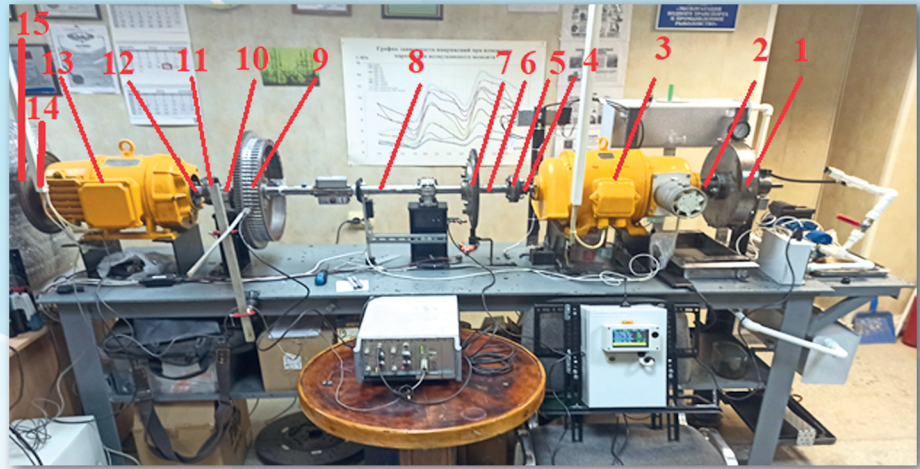
Konstantin O. Sibryaev, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Operation of Water Transport and Industrial Fisheries Department, Astrakhan State Technical University. Address: 16/1, Tatishcheva st., Astrakhan, Russia, post code 414056. E-mail: sibrko@yandex.ru.

Adel D. Ibadullaev, Senior Lecturer, Operation of Water Transport and Industrial Fisheries Department, Astrakhan State Technical University. Address: 16/1, Tati-shcheva st., Astrakhan, Russia, post code 414056. E-mail: adel.ibadullaev99@mail.ru.

Поступила / Received: 26.09.25
Принята в печать / Accepted: 12.02.26
© Коллектив авторов, 2026

Рис. 2. Общий вид лабораторного стенда испытательного центра MTS, дооборудованный авторской системой подачи рабочей жидкости в ПД-прототип

Fig. 2. General view of the laboratory facility fitted with the proprietary working fluid supply system for the SD-prototype, MTS test center



Напряжения, МПа

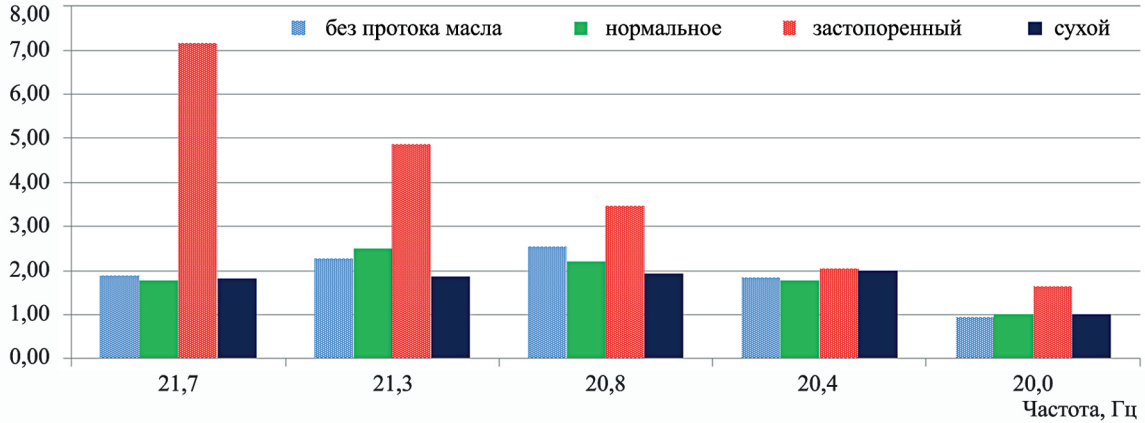


Рис. 7. Напряжения в валу у большого маховика при моделировании разного технического состояния ПД-прототипа
Fig. 7. Stresses in shaft of the larger flywheel at modeling of different technical conditions of the SD-prototype

Напряжения τ , МПа

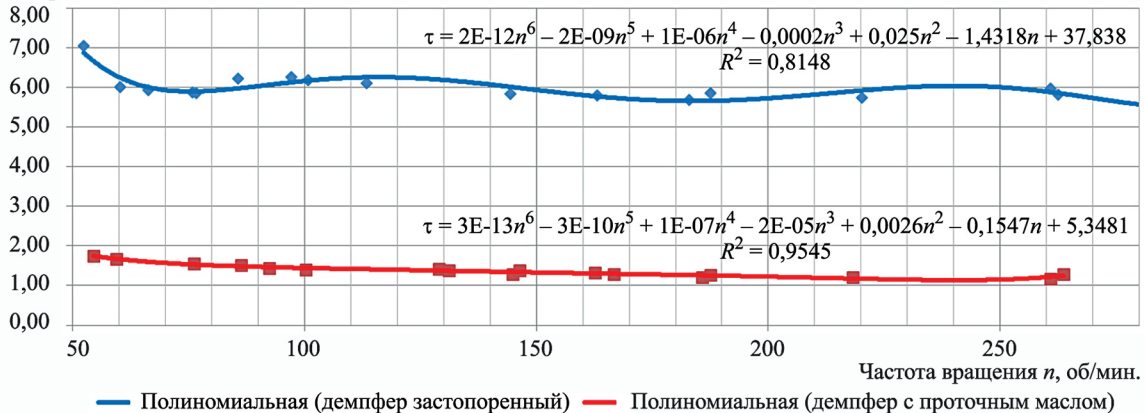


Рис. 8. Развитие напряжений в сечении вала у большого маховика при нормальном состоянии и заклинке листовых рессор ПД-прототипа

Fig. 8. Development of stresses in the shaft section near the larger flywheel at normal condition and jamming of SD-prototype plate springs

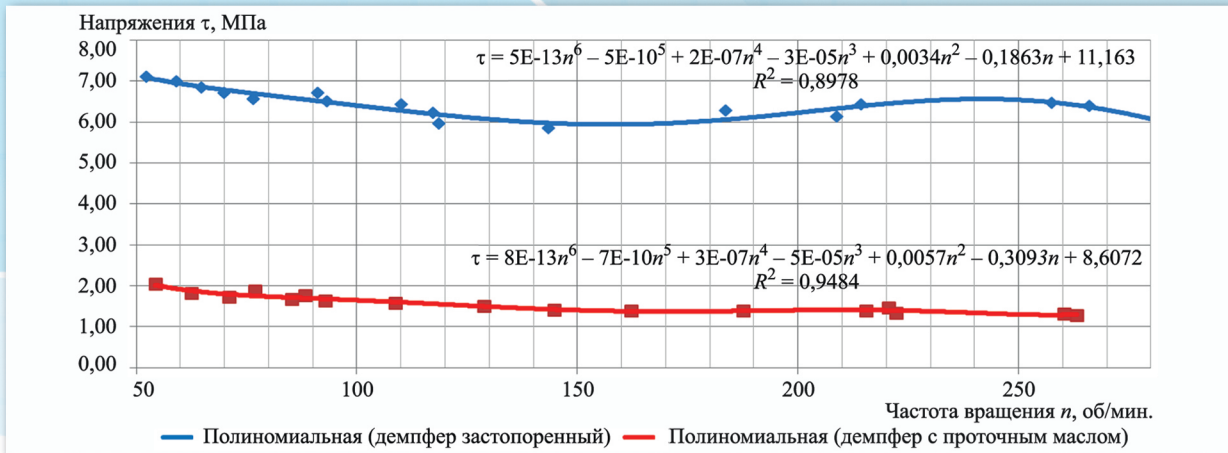


Рис. 9. Развитие напряжений в сечении вала у малого маховика при нормальном состоянии и заклинке листовых рессор ПД-прототипа

Fig. 9. Development of stresses in the shaft section near the smaller flywheel at normal condition and jamming of SD-prototype plate springs

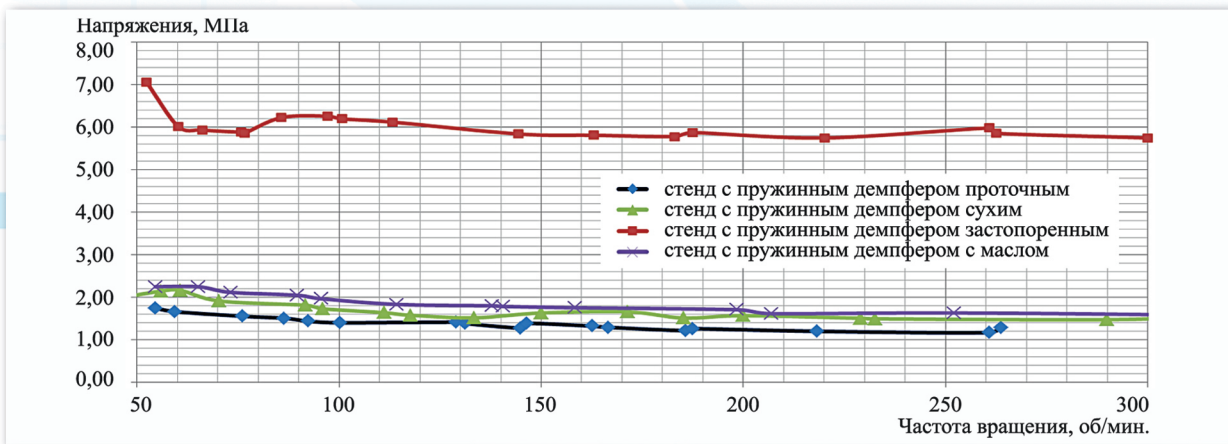


Рис. 10. Развитие напряжений в валу у большого маховика при моделировании разного технического состояния ПД-прототипа при воздействии резонансных колебаний

Fig. 10. Development of stresses in the shaft section near the larger flywheel at modeling of different technical conditions of the SD-prototype under resonance vibrations

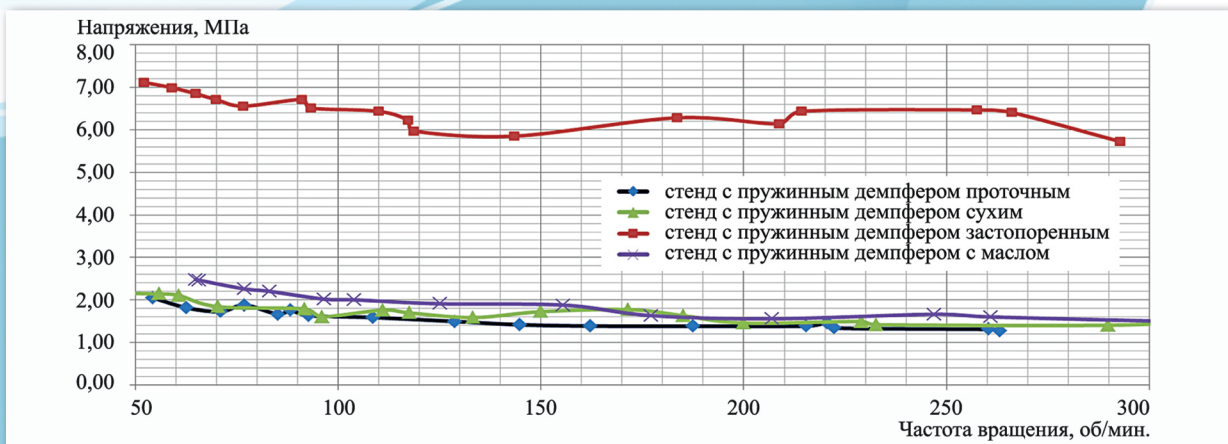


Рис. 11. Развитие напряжений в валу у малого маховика при моделировании разного технического состояния ПД-прототипа при воздействии резонансных колебаний

Fig. 11. Development of stresses in the shaft section near the smaller flywheel at modeling of different technical conditions of the SD-prototype under resonance vibrations