

А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк, В.К. Савич, В.И. Вахрушев

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИЛИКОНОВЫХ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Представлены результаты методического подхода к разработке экспериментальной установки для проверки эффективности силиконового демпфера. Сформулированы требования, которым должна отвечать экспериментальная установка, определен ее принцип действия, общая компоновочная схема и описан результат ее создания. Проведена апробация работы установки путем испытания серийных гасителей крутильных колебаний дизелей ЗТД-3А с определением требуемого коэффициента гашения. Даны рекомендации касательно дальнейшего использования отработанной базы для физического моделирования работы проектируемого демпфера дизелей 6ДТНА.

Введение

Для снижения крутильных колебаний коленчатого вала дизеля типа 6ДТНА рекомендовано использовать малогабаритный силиконовый демпфер уменьшенной энергоемкости [1].

Процесс создания такого демпфера невозможен без оценки эффективности работы его опытных образцов. Эффективность виброзащитных систем принято оценивать соотношением величин какого-либо характерного параметра колебаний объекта при отсутствии виброзащиты и с виброзащитным устройством [2,3]. Эффективность работы демпфера оценивается с помощью коэффициента гашения Φ , который определяется как отношение средних значений динамических нагрузок на резонансном режиме без гасителя (M_a) и с ним (M_{az}):

$$\Phi = \frac{M_a}{M_{az}}$$

Коэффициент гашения можно определить, установив силиконовый демпфер на двигатель и проведя полный цикл испытаний на крутильные колебания. Однако на этапе проектирования двигателя данный путь реализовать невозможно. В таком случае требуется физическое моделирование исследуемых процессов, т.е. экспериментальное изучение различных физических явлений, основанное на их физическом подобии.

Решение такой задачи и явилось целью данной статьи.

Методика определения коэффициента гашения силиконового демпфера крутильных колебаний. Для определения коэффициента гашения силиконового демпфера при физическом моделировании его работы необходимо определить амплитуду динамического момента на резонансном режиме (M_a) при работе экспериментальной установки без гасителя. После чего установить испытываемый гаситель и повторить эксперимент, определив амплитуду динамического момента на резонансном режиме (M_{az}) при работе установки с

гасителем. Зная значения этих амплитуд, следует определить коэффициент гашения Φ .

Для определения коэффициента гашения Φ необходимо было определить требуемые характеристики колебательной системы установки и произвести ее настройку, т.е. подобрать параметры (массовые моменты инерции инерционных масс и податливость рессоры) таким образом, чтобы резонансная частота колебаний системы совпала с той частотой, на которую настроен силиконовый демпфер.

Для этого проведен расчет крутильных колебаний колебательной системы экспериментальной установки для проверки коэффициента гашения силиконового демпфера. При расчёте крутильных колебаний обоснованно принимаем, что крутильная схема является одномассовой, с заземленным одним концом рессоры [4, 5]. Исходные данные для расчёта представлены в таблицах 1,2.

Результаты выполненного расчёта приведены в таблице 3.

Таблица 1. Расчётная жесткость рессоры

Диаметр рессоры, мм	Расчётная длина рессоры, мм	Жёсткость рессоры, Н·м
27	520	8110

Таблица 2. Расчётные моменты инерции масс

	Диаметр, мм	Длина, мм	Момент инерции, кг·м ²
Муфта крепления рессоры	217	90	0,15
Маховик стенда	230	95	0,2
Гаситель			0,09

После определения параметров колебательной системы выполняется статическая тарировка тензорезисторов на рессоре с определением тарировочного коэффициента:

$$\kappa = \frac{\Delta M}{\Delta U_0} \left(\frac{\text{кгм}}{\text{мВ}} \right),$$

где $\Delta M = M_{max} - M_{min}$, M_{max} – максимальное значение момента при тарировке, M_{min} – минимальное значение момента. ΔU_0 – соответствующее изменение выходного напряжения применяемого тензоусилителя.

Таблица 3. Результаты расчетного моделирования крутильных колебаний установки

	Угловая амплитуда возбуждения $\varphi_a, ^\circ$	Резонансная частота $n, \text{мин}^{-1}$	Амплитуда динамического момента $M_a, \text{Н} \cdot \text{м}$
Без гасителя	0,51	1440	4360
	0,35	1440	3000
	0,25	1440	2150
С гасителем	0,25	1290	700

Таким образом, определен следующий алгоритм экспериментального определения эффективности работы демпфера:

При работе установки без гасителя установить угол качания, начиная с минимального, такой, чтобы при резонансе амплитуда динамического момента составляла $M_a = 1500 \dots 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Амплитуду динамического момента на резонансе определить по показаниям вольтметра, измеряющего эффективное значение напряжения U_3 . Амплитуду динамического момента определить по формуле:

$$M_a = \kappa \cdot U_3 \cdot \sqrt{2},$$

где κ – тарировочный коэффициент.

После чего установить испытываемый гаситель на установку и на режимах резонанса измерить максимальное значение напряжения U_{3c} по вольтметру. Амплитуду динамического момента определить по формуле:

$$M_{ac} = \kappa \cdot U_{3c} \cdot \sqrt{2}.$$

Эффективность работы гасителя определить по формуле:

$$\Phi = \frac{M_a}{M_{ac}} = \frac{U_3}{U_{3c}}.$$

Универсальная установка для оценки эффективности гашения колебаний силиконовым демпфером. Экспериментальная установка должна была отвечать следующим требованиям:

- обеспечивать изменение частоты возбуждения системы в широком диапазоне;
- иметь возможность изменять угловую амплитуду возбуждения;
- обеспечивать достаточную точность измерений.

Отвечающая всем этим характеристикам установка была разработана в Государственном предприятии “Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению”. В этой установке колебания системы возникают в результате качательного движения упругого элемента.

Общий вид установки представлен на рис. 1. Она состоит из кривошипного возбудителя 1, упругого элемента – рессоры 2, и инерционной массы в которую входят маховик 3 и испытываемый гаситель 4. Кривошипный возбудитель задает качательное движение (крутильные колебания) системе и позволяет регулировать частоту вынужденных колебаний. Схема установки для проверки гасителей крутильных колебаний представлена на рис. 2.

Принцип действия установки заключается в том, что кривошипный возбудитель динамических перемещений, приводимый от электродвигателя постоянного тока, преобразует вращательное движение вала электродвигателя в качательное движение рессоры, тем самым вызывая колебания системы.

Измерение величины амплитуды динамического момента осуществляется с помощью тензорезистора, расположенного на рессоре, а угловой амплитуды возбуждения - посредством специального измерительного устройства, установленного в зоне заделки рессоры со стороны, противоположной колеблющейся массе.

Измерительная часть (рис. 3) состоит из:

- измерителя угловой амплитуды возбуждения;
- тензорезисторного датчика измерения амплитуды динамического момента;

- индукционного датчика частоты возмущающих колебаний;
- частотомера ЧЗ-34 для измерения частоты колебаний системы;
- аппаратуры тензометрической на несущей частоте (тензоусилителя) 4АНЧ-22;
- аналого-цифрового преобразователя (АЦП) ADA-1406;
- вольтметра переменного напряжения В7-26;
- осциллографа С1-69;
- ЭВМ.

Сигнал с тензорезисторов, наклеенных на рессоре, поступает на первый канал тензоусилителя. На выходе из тензоусилителя сигнал измеряется вольтметром, а форма сигнала отображается с помощью осциллографа. Резонанс определяется при резком возрастании амплитуды выходного напряжения. Для регистрации процесса на выход тензоусилителя подключен АЦП, который преобразует аналоговый сигнал в цифровой, что позволяет, с помощью программного обеспечения Power Graph, сохранять информацию в памяти ЭВМ для дальнейшей обработки.

Частота резонанса определяется с помощью индукционного датчика и частотомера. Датчик установлен напротив шестерни Z60, напрессован-

ной на вал возбуждителя динамических перемещений.

В качестве измерителя угловой амплитуды возбуждения используется “балочка” из стеклотекстолита с наклеенными тензорезисторами, подключенная ко второму каналу тензоусилителя. На второй выходной канал тензоусилителя также подключен АЦП для регистрации и обработки совместно с сигналом, снимаемым с тензодатчика на рессоре.

Оценка демпфирующих свойств гасителя осуществляется путем сравнения величин амплитуд динамического момента, развиваемого в колеблющейся системе на резонансном режиме, без демпфера и при его наличии.

Основным унифицированным узлом для стандов описываемого типа является возбуждатель динамических перемещений [6]. Конструктивной особенностью возбуждителя является то, что в эксцентричной расточке главного вала помещается кривошипный вал, угловое положение которого, задаваемое блоком спаренных шестерен, позволяет уменьшать или увеличивать амплитуду возмущающего перемещения, передаваемого колеблющейся системе. Главный вал возбуждителя получает вращение от электродвигателя постоянного тока через клиноременную передачу.



Рис. 1. Установка для проверки гасителей крутильных колебаний:

- 1 – кривошипный возбуждатель динамических перемещений с приводом от электродвигателя; 2 – рессора; 3 – маховик; 4 – испытываемый гаситель

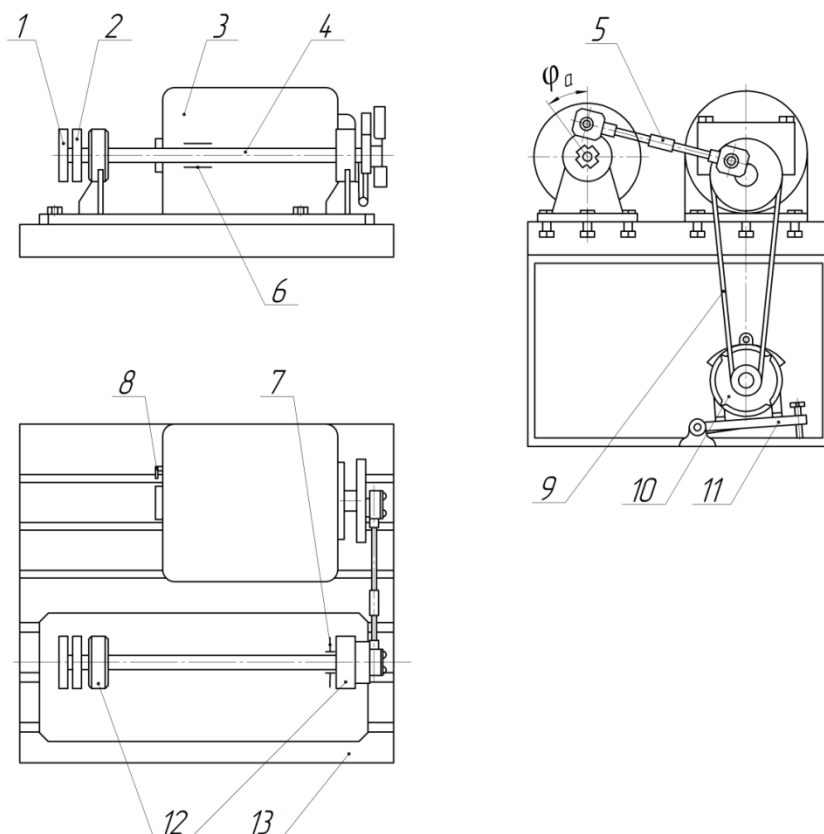


Рис. 2. Схема установки для проверки гасителей крутильных колебаний:

1 – контролируемый гаситель; 2 – маховик; 3 – возбудитель динамических перемещений; 4 – упругий элемент (рессора) колеблющейся системы; 5 – четырехзвенный механизм; 6 – тензорезисторы; 7 – измеритель угловой амплитуды возбуждения; 8 – датчик частоты возмущающих колебаний; 9 – клиноременная передача; 10 – электродвигатель постоянного тока; 11 – подвижная опорная плита электродвигателя; 12 – опорные стойки колеблющейся системы; 13 – станина; φ_a – угловая амплитуда возбуждения задающего звена

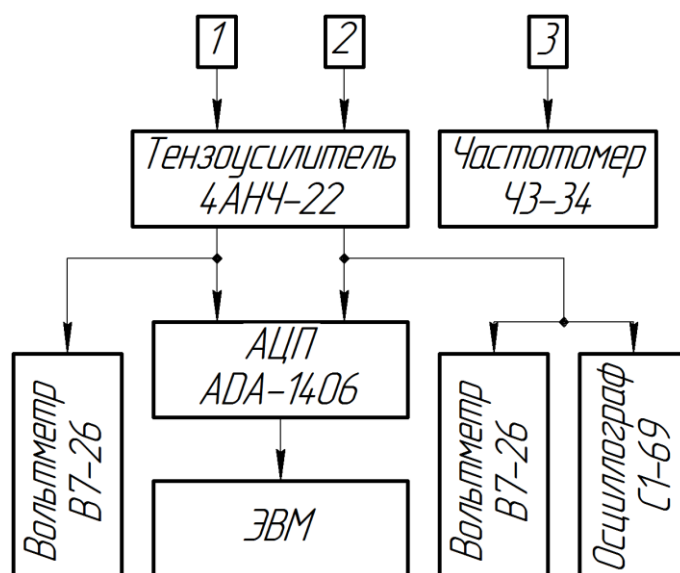


Рис. 3. Измерительная блок-схема:

1 – измеритель угловой амплитуды возбуждения; 2 – тензодатчик измерения амплитуды динамического момента; 3 – датчик частоты возмущающих колебаний

Для изменения частоты возбуждения могут быть изменены диаметры шкивов клиноременной передачи или частота вращения вала электродвигателя, который допускает плавную регулировку скорости в необходимых пределах, плавный пуск и торможение. Двигатель установлен на качающейся платформе, позволяющей регулировать натяжение ремня.

Захваты рессоры имеют центральные шлицевые отверстия для размещения головок рессоры и крестообразный внешний контур, позволяющий крепить захваты в корпусах, установленных в подшипниках стоек.

Результаты апробационных и серийных приемо-сдаточных испытаний силиконового демпфера.

Первоначально проводились испытания установки без гасителя при амплитудах угла качания задающего звена $\varphi_a = 0,51^\circ$; $\varphi_a = 0,35^\circ$; $\varphi_a = 0,25^\circ$.

На рис. 4 представлена осциллограмма работы установки при угле $\varphi_a = 0,51^\circ$. Из рассмотрения осциллограммы видно, что с увеличением частоты система входит в резонансный режим. Динамические нагрузки возрастают до $M_d = 2400$ Н·м, но система не может преодолеть резонанс из-за огра-

ниченной мощности привода. Выход из резонансной зоны осуществлялся выключением приводного электродвигателя.

В дальнейшем опыты проводились при расчетных углах возбуждения $\varphi_a = 0,35^\circ$ и $\varphi_a = 0,25^\circ$. В опыте при угле возбуждения $\varphi_a = 0,35^\circ$ пройти резонансный режим также не удалось, а вот при угле $\varphi_a = 0,25^\circ$ система успешно преодолела резонансный режим.

На рис. 5 представлены результаты опыта № 1 при угле $\varphi_a = 0,25^\circ$. Резонансная частота колебаний упругой системы составила 1330 мин⁻¹. Максимальный динамический момент $M_d = 2150$ Н·м. Система успешно преодолевает резонансный режим при увеличении частоты вращения вала электродвигателя.

Для определения стабильности результатов провели опыт № 2 при тех же параметрах возбуждения. Резонансная частота составила 1335 мин⁻¹, амплитуда момента $M_d = 2020$ Н·м.

Результаты опытов № 1 и № 2 при работе установки с углом качания $\varphi_a = 0,25^\circ$, свидетельствуют о достаточной стабильности предлагаемой методики, что позволило перейти к испытаниям гасителя.

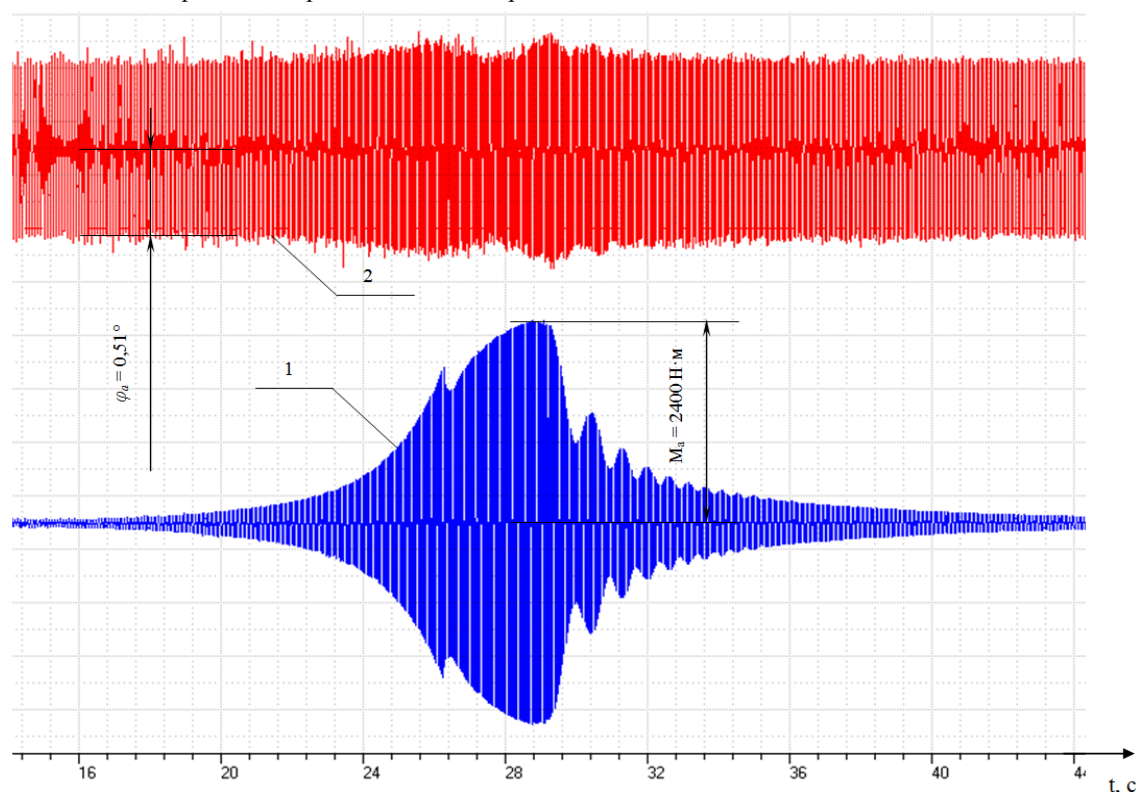


Рис. 4. Осциллограмма. Испытания установки без гасителя.
Исходный угол качания $\varphi_a = 0,51^\circ$:
1 – динамический момент на рессоре (M_d); 2 – угол качания (φ_a)

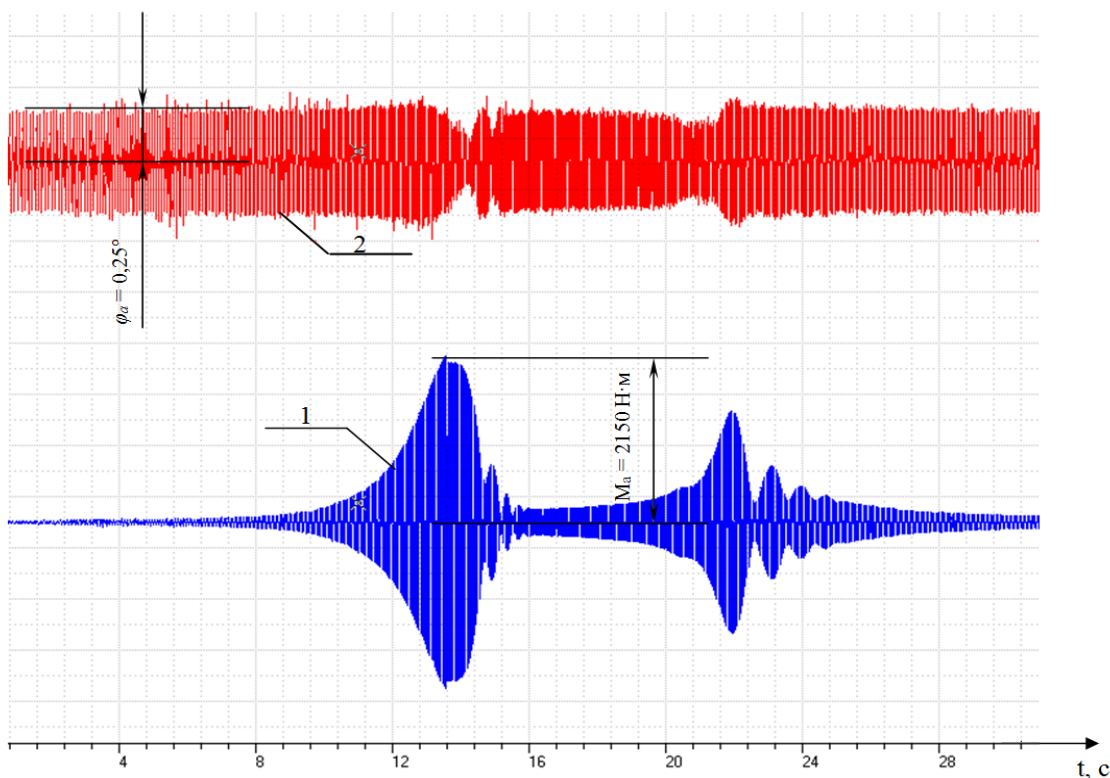


Рис. 5. Осциллограмма. Испытания установки без гасителя.

Исходный угол качания $\varphi_a = 0,25^\circ$:

1 – динамический момент на рессоре (M_a); 2 – угол качания (φ_a)

Для отработки методики был выбран гаситель 494Б.38Сб, изготовленный опытным производством по существующей технологии.

На рис. 6 представлены результаты испытания на созданной установке серийного гасителя 494Б.38Сб трехцилиндрового дизеля серии ТД [1], выбранного в качестве прототипа при разработке силиконового демпфера для дизелей типа БДТНА при угле возбуждения $\varphi_a = 0,25^\circ$. Амплитуда максимального момента на резонансе составила $M_a = 700$ Н·м, при частоте 1090 мин⁻¹. Результаты испытаний сведены в таблицу 4.

Таблица 4. Результаты испытаний опытного гасителя

	$\varphi_a, ^\circ$	$n_{рез},$ мин ⁻¹	$M_a,$ Н·м
Без гасителя	0,51	1330	2400
	0,35	1340	2300
	0,25	1330	2150
	0,25	1335	2020
С гасителем	0,25	1090	700
	0,25	1085	720

На основании результатов эксперимента (табл. 4) определяем эффективность гашения крутильных колебаний гасителем 494Б.38Сб.

$$\Phi = \frac{M_a}{M_{az}}$$

Результаты определения эффективности гасителя представлены в таблице 5.

Таблица 5. Эффективность гасителя

	Без гасителя		С гасителем
	I серия опытов	II серия опытов	
Среднее значение $M_a, \text{Н}\cdot\text{м}$	2150	2020	710
Эффективность Φ			3,0

Создание экспериментальной установки и методики расчета Φ позволило провести контроль гасителей 494Б.38Сб серийного производства дизелей 3ТД-3А, изготовленных ГП “Завод им. В.А. Малышева”. Результатом этого явилось определение математического ожидания коэффициента гашения Φ на основании результатов работы главной

передачи и элементов приводов агрегатов дизеля в эксплуатации. В процессе испытаний было установлено, что при установке демпферов с коэффициентом гашения $\Phi < 2,0$ имели место значительные разрушения элементов приводов агрегатов дизеля, а гасители с $\Phi > 4,5$ к установке на двигатель не допускались, так как наблюдался сильный нагрев корпуса демпфера. Также было установле-

но, что математическое ожидание коэффициента гашения 86 силиконовых демпферов, обеспечивающих надежную работу узлов привода агрегатов дизеля ЗТД-3А в эксплуатации, составляет 3,22 с дисперсией 1,14, и эта величина может быть принята в качестве требуемого значения коэффициента гашения Φ .

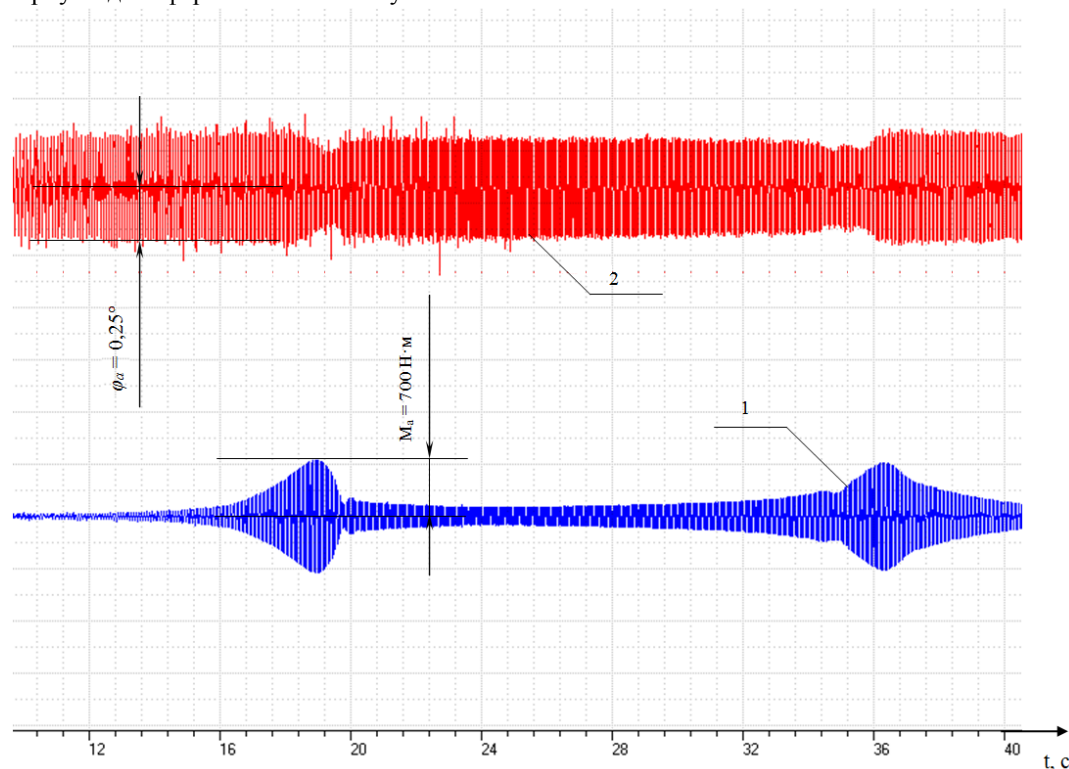


Рис. 6. Осциллограмма. Испытания установки с гасителем.

Исходный угол качания $\varphi_a = 0,25^\circ$:

1 – динамический момент на рессоре (M_a); 2 – угол качания (φ_a)

При этом факторы, определяющие величину Φ и возможность управления ими, не изучены и должны стать одной из задач дальнейших исследований при проектировании демпфера дизеля типа БДТНА.

Выводы

1. Методический подход к разработке экспериментальной установки для проверки эффективности силиконовых демпферов крутильных колебаний, как и сама изготовленная установка, позволили осуществить контроль эффективности серийно изготавливаемых гасителей дизеля ЗТД-3А, определить и принять в качестве требуемого коэффициента гашения $\Phi = 3,22$.

2. Опробованную при серийном изготовлении дизелей ЗТД-3А универсальную установку и экспериментально установленную величину требуемого коэффициента гашения целесообразно использовать как базу при физическом моделировании процессов, подлежащих исследованию при

создании демпфера крутильных колебаний для дизелей типа БДТНА.

Список литературы:

1. Грицюк А.В. Обоснование выбора способа демпфирования крутильных колебаний коленчатого вала высокооборотного дизеля БДТНА на этапе его проектирования / А.В. Грицюк, Ф.И. Абрамчук, В.К. Савич, А.Н. Врублевский, И.С. Ревелюк // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал. – 2015. – № 1. – С. 38–43.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. 1981. – 456 с.
4. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. Изд. 2-е, переработ. и доп. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». М., «Высш. школа», 1970. – 328с.
5. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. – М.: ГИФМЛ, 1959 – 439с.
6. Машины и приборы для про-

граммных испытаний на усталость. Под редакц. д.т.н. М.Э. Гарфа, "Наукова думка", Киев. – 1970. С.107...121.

Bibliography (transliterated):

1. Gritsyuk A.V., Abramchuk F.I., Savich V.K., Vrublevskii A.N., Revelyuk I.S. (2015), "Justification of damping method selection of crankshaft torsional vibration of 6DTNA high-rpm diesel at the stage of its design", *Internal combustion engines: All-Ukrainian scientific-technical journal* ["Obosnovanie vybora sposoba dempfirovaniya krutyl'nykh kolebaniy kolenchatogo vala vysokooborotnogo dizelya 6DTNA na etape ego proektirovaniya"], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Vseukrainskii nauchno-tekhnicheskii zhurnal*, no. 1, pp. 38–43. 2. Frolov K. V., Popov S. A., Musatov A. K. and other (1987), "Theory of gearing and machines: manual for higher education"

[*"Teoriya mekhanizmov i mashin: Ucheb. dlya vuzov"*], Vyssh. shk., Moscow, 496 p. 3. Frolov K. V. (1981), "Defence from vibration and shocks" Vol. 6, *Vibration in engineering: the quick reference*. In 6 vol. [*"Zashchita ot vibratsii i udarov"*] t. 6, *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik*. V 6-ti t.], *Mashinostroenie*, Moscow, 456 p. 4. Popyk K.G. (1970) *Dynamic of automobile and tractor engines*, 2nd edition, manual for higher education on specialty "Internal combustion engines" [*Dinamika avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei*. Izd. 2-e. *Uchebnik dlya vuzov po spetsial'nosti "Dvigateli vnutrennego sgoraniya"*] "Vyssh. Shkola", Moscow, 328 p. 5. Timoshenko S. P. (1959), *Vibration problems in engineering* [*Kolebaniya v inzhenernom dele*], GIFML publ., Moscow, 439 p. 6. Edited by Doctor of Technical Sciences Garf M.E. (1970), *Machines and equipment for programmatic fatigue tests* [*Mashiny i pribory dlya programmykh ispytaniy na ustalost'*], "Naukova dumka", Kiev, pp. 107...121.

Поступила в редакцію 10.06.2016 г.

Грицюк Александр Васильевич – доктор техн. наук, с.н.с., заместитель генерального конструктора по НИР - главный конструктор Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: dthkdb@ukr.net.

Ревелюк Иван Сергеевич – аспирант кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: norad88@mail.ru

Савич Виктор Константинович – начальник отдела Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Вахрушев Виктор Иванович – начальник сектора Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

МЕТОДИЧНИЙ ПІДХІД ДО РОЗРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕВІРКИ ЕФЕКТИВНОСТІ СИЛІКОНОВИХ ДЕМПФЕРІВ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

О.В. Грицюк, І.С. Ревелюк, В.К. Савич, В.І. Вахрушев

Представлені результати методичного підходу до розробки експериментальної установки для перевірки ефективності силіконового демпфера. Сформульовано вимоги, яким повинна відповідати експериментальна установка, визначено її принцип дії, загальна компоновальна схема та описано результат її створення. Проведено апробацію роботи установки шляхом випробування серійних гасителів дизелів ЗТД-3А з визначенням необхідного коефіцієнта гасіння Φ . Надано рекомендації щодо подальшого використання відпрацьованої бази для фізичного моделювання роботи демпфера, що проектується, дизелів 6ДТНА.

A METHODOICAL APPROACH TO DESIGNING EXPERIMENTAL SETUP TO TEST THE EFFECTIVENESS OF SILICONE TORSIONAL OSCILLATION DAMPERS

A.V. Gritsyuk, I.S. Revelyuk, V.K. Savich, V.I. Vakhrushev

Presents the results of a methodological approach to the development of the experimental setup to test the effectiveness of silicone damper. Formulated requirements, which should respond to the experimental setup, defined its method of operation, general layout scheme and describes the outcome of its creation. Approbation of the work set by testing serial mathematical diesels ЗТД-3А with a definition of the desired blanking coefficient f . recommendations regarding further use of the well-established framework for physical modeling work designed damper diesels 6DTNA.

УДК 621.43.06

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.06

О.В. Триньов, С.О. Самійленко

ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОЗАХИСНОГО ПОКРИТТЯ ДЛЯ ПОЛПШЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ВИПУСКНИХ КЛАПАНІВ ФОРСОВАНОГО ДИЗЕЛЯ

Наведені результати розрахункових досліджень теплонапруженого стану випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля на усталених і перехідних режимах скидання – накидання навантаження. Проаналізовано вплив теплозахисного емалевого покриття на теплонапружений стан тарілки клапана. Відзначається зменшення амплітуди накидів і просідань термічних напружень на перехідних режимах, на випускних клапанах з теплоізолюючим покриттям. Використовується нестационарна математична модель на основі методу скінченних елементів.

Вступ

Процеси теплопередачі, які протікають в камері згоряння (КЗ) форсованих за літровою потужністю сучасних дизелів автотракторного типу, від-

значаються значною щільністю і нерівномірністю теплових потоків. При цьому рівень температур і термомеханічних напружень в деталях КЗ, зокрема у випускних клапанах, досягає критичних значень з