

А.В. Грицюк, Ф.И. Абрамчук, В.К. Савич, А.Н. Врублевский, И.С. Ревелюк

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СПОСОБА ДЕМПФИРОВАНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ВЫСОКОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ 6ДТНА НА ЭТАПЕ ЕГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Представлены результаты анализа, выбора и определения путей дальнейшей реализации мероприятий по гашению динамической нагрузки на узлы и детали дизелей серии 6ДТНА, вызванной крутильными колебаниями как непосредственно в дизеле, так и во всех ведущих и ведомых агрегатах шасси транспортного средства. Достоверность сделанных выводов базируется на использовании известных, апробированных мировым опытом, методах расчёта и накопленном практическом опыте государственного предприятия «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению».

Введение

Украина имеет более, чем столетнюю историю дизелестроения, около 85 лет, в которой присутствует высокооборотный дизель. Это даёт возможность государству вести самостоятельную техническую политику в области автомобильного дизелестроения - от концепции эволюционного развития силовой установки до комплексной разработки типового шасси транспортного средства.

Одним из транспортных средств, обостряющих потребность в дизеле собственной разработки и изготовления, является отечественный автобус малого класса категории МЗ, полной массой от 5 до 8 тонн, который в типажах "Богдан", "Эталон" и "I-VAN" изготавливается в пяти городах Украины (Черкассы, Луцк, Борисполь, Чернигов, Запорожье). Существующий парк городских и пригородных автобусов этой категории, перевозящих пассажиров по различным маршрутам на территории Украины, составляет около 90 тысяч штук. Он требует постоянного капитального ремонта (с заменой двигателей) и обновления.

Вышеизложенное подтверждает актуальность реализации государственного инвестиционного проекта "Слобожанский дизель" [1], одной из задач которого является создание конструкции и освоение производства новой серии шестицилиндровых рядных четырёхтактных дизелей мощностью 110 - 130 кВт. Это продолжение параметрического ряда уже известных дизелей ДТА, разрабатываемых ГП «ХКБД» при научно-техническом сопровождении ХНАДУ и НТУ "ХПИ".

В свою очередь, одной из основных задач научно-технического сопровождения при проектировании рядных дизелей с большим числом цилиндров (6 и более) является решение проблемы гашения динамической нагрузки на их узлы и детали, вызванной крутильными колебаниями всех ведущих и ведомых агрегатов шасси транспортного средства.

Анализ способов решения проблемы и цель данного исследования

Для снижения крутильных колебаний коленчатого вала дизеля или их полного устранения в рабочем диапазоне частот вращения используют различные способы.

1. Изменение собственной частоты системы.

Это может быть произведено только за счет изменения жесткостей и моментов инерции тех ее участков, которые находятся вне системы двигателя [2]. При этом предпочтительно опасную частоту вращения коленчатого вала смещать в сторону увеличения.

2. Изменение порядка работы цилиндров двигателя.

Такое мероприятие в ряде случаев приводит к значительному ослаблению отдельных резонансных режимов [3]. Так, переход от классического порядка работы цилиндров шестицилиндрового рядного двигателя 1-5-3-6-2-4 к порядку 1-2-4-6-5-3 приводит к уменьшению амплитуд колебаний на режимах $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$. Но необходимо помнить, что при этом ухудшаются условия работы коренных подшипников, поскольку подряд работают 1-й и 2-й, а также 5-й и 6-й цилиндры.

3. Установка гасителя крутильных колебаний.

Гасители делятся на antivibrаторы и демпферы трения. Antivibrаторы находят применение на двигателях большой размерности. Для автотракторных двигателей наибольшее распространение получили резиновые и силиконовые демпферы. Их устанавливают в местах наибольших амплитуд колебаний [4]. Силиконовые демпферы особенно эффективны в установках с многоцилиндровыми четырёхтактными двигателями внутреннего сгорания, в которых возникает одновременно несколько резонансов различных порядков, в связи с чем применение маятниковых antivibrаторов становится затруднительным. Преимущественно демпферы устанавливаются на носок коленчатого вала (КВ) дизеля, где крутильные колебания достигают самых больших значений [5]. При этом они нередко

совмещают ещё и функцию привода вспомогательного оборудования.

4. Введение между двигателем и трансмиссией элемента, сглаживающего колебания. Так, фирмы «Audi», «Skoda» и «Volkswagen» на свои четырехцилиндровые двигатели новых поколений устанавливают двухмассовые маховики [5]. Упругий элемент между массами маховика гасит крутильные колебания, а также уменьшает шум за счет поглощения вибраций.

В этом же методическом решении в последнее время появилось большое количество работ, связанных с разработкой интегрированного стартер-генератора [6 – 8]. Стартер-генератор представляет собой комбинированную электрическую машину, установленную между двигателем и коробкой перемены передач. Статор закрепляется на блоке картере, а ротор на коленчатом валу вместо маховика. Сегодня известны три типа совмещенных стартер-генераторов: асинхронные, синхронные и вентильные индуктивно-реактивные. Такие устройства изготавливают фирмы «Continental» и «Bosch».

Появление вышеобозначенной реальной альтернативы традиционным гасителям крутильных колебаний является стимулирующим фактором для более глубокого исследования этой сферы проектирования узлов и деталей вновь создаваемого двигателя. Поэтому целью данной статьи и является выбор способа демпфирования крутильных колебаний дизеля БДТНА на этапе его проектирования с использованием современных расчетных методов на основе специализированных программных комплексов.

Опыт отечественной школы дизелестроения

При проектировании отечественных дизелей впервые вопрос о возможности применения гасителя крутильных колебаний возник в конце 70-х годов прошлого столетия при создании энергоагрегата на основе двухцилиндрового двигателя 468 и стартер-генератора СГ-10. В разрабатываемом изделии при работе в генераторном режиме возникали мощные резонансные явления, приводящие к отказам. В то время рассматривался вопрос о применении в приводе СГ-10 податливой рессоры и демпфера. Кроме того, Харьковским государственным университетом прорабатывалась возможность создания демпфера на основе ферромагнитных жидкостей. В итоге было принято конструктивное решение о соосном расположении КВ и стартер-генератора, с установкой в приводе последнего эластичной резиновой муфты.

В середине 80-х годов в том же ГП «ХКБД»

при проектировании трёхцилиндрового дизеля серии ТД было обнаружено увеличение в диапазоне рабочих частот вращения КВ амплитуды резонансных колебаний в главной передаче, приводах компрессора и турбины. Увеличение амплитуды резонансных колебаний, главным образом, было связано с уменьшением порядка их основной гармоники в связи с уменьшением значений моментов инерции вращающихся масс коленчатых валов, роторов компрессора и турбины. Вследствие этого появилась опасность попадания их (резонансных колебаний) в рабочий диапазон частот вращения КВ. Резонанс в главной передаче ожидался при частоте вращения коленчатого вала 1200...1500 мин⁻¹.

С целью вывода резонансов из рабочей зоны частоты вращения КВ дизеля в ХКБД была проведена большая расчётно-экспериментальная работа по подбору параметров рессор, применяемых в приводах компрессора и турбины; параметров упругой муфты главной передачи и места её установки. Весь комплекс проведенных мероприятий позволил переместить резонансные колебания из рабочей зоны в зону пусковых частот вращения (750...800 мин⁻¹).

С целью гашения резонансов были рассмотрены возможности применения маятникового антивибратора, одномассового маховика и силиконового демпфера. В окончательном варианте на разрабатываемом дизеле применили силиконовый демпфер (рис. 1), отказавшись от маховика и маятникового антивибратора. За аналог взят демпфер немецкой фирмы СТЕ.

В ходе доводочных работ были подобраны вязкость силиконовой жидкости, зазоры между маховиком демпфера и его корпусом, отработана технология изготовления деталей демпфера, его сборки и методика проверки. Несмотря на все эти мероприятия, расчёты, проведённые специалистами фирмы СТЕ, и, независимо от них, специалистами ХКБД, показали, что в заданных габаритах демпфер обеспечивает только 30-35% необходимой энергоёмкости. Тем не менее, на практике применение демпфера позволило снизить уровень динамических нагрузок в главной передаче до уровня, приемлемого на пуске, что позволило создать на основе базового дизеля ЗТД двигатели мощностью 300, 400, 500 и 600 л.с.

Моделирование крутильных колебаний системы коленчатого вала дизеля БДТНА

В настоящее время, при наличии программных продуктов (ANSYS, AVL EXCITE, NASTRAN) на этапе проектирования возможно достоверно определить не только характер и характеристики

процесса колебаний двигателя, но и спрогнозировать влияние на данный процесс условий эксплуата-

ции. Модель коленчатого вала реализована в среде AVL EXCITE Designer [9] (рис. 2).

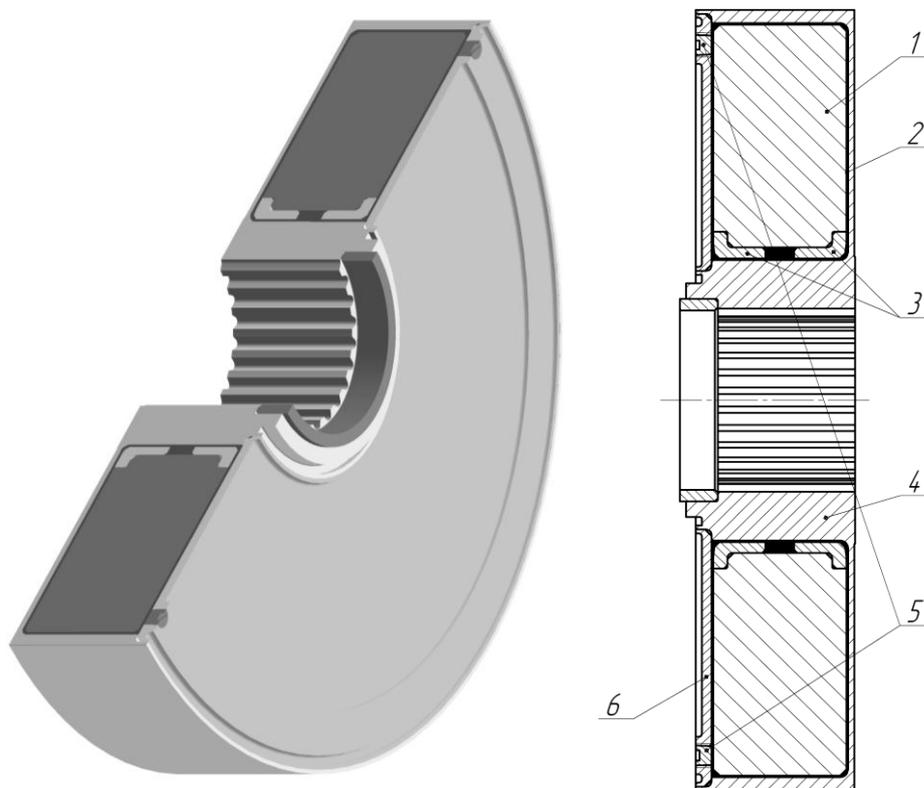


Рис. 1. Силиконовый демпфер конструкции ГП «ХКБД»:

1 – маховик; 2 – силиконовая жидкость; 3 – подшипник скольжения; 4 – корпус демпфера; 5 – пробка; 6 – крышка корпуса демпфера

Используемые в программе для моделирования методики широко известны и достаточно хорошо апробированы [10 – 12]. В программе предусмотрена возможность моделирования процессов в колебательной системе коленчатого вала при работе двигателя на трансмиссию транспортного средства. В созданной модели реализована многоузловая схема привода ведущих колес автомобиля с заданными массовыми моментами инерции, коэффициентами демпфирования, передаточными отношениями, коэффициентами жесткости элементов. Преимуществом использования AVL EXCITE Designer является формирование исходных данных по всей внешней скоростной характеристике, для чего в данной работе использованы доступные авторам протокольные результаты большого количества моторных испытаний, проведенных в ГП «ХКБД». Примеры расчета для классического порядка работы цилиндров шестицилиндрового рядного двигателя 1-5-3-6-2-4, представленные на рис. 3, 4, демонстрируют обоснованность реализованного подхода моделирования системы двигатель-

трансмиссия. На рис. 3а приведена частотная диаграмма крутильных колебаний коленчатого вала дизеля 6ДТНА. Диаграмма позволяет установить резонансные режимы колебаний в рабочем диапазоне частот вращения КВ (n). Так, для одноузловой формы колебаний гармоник главного порядка (3, 6, 9, 12) резонансные режимы $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 2460 \text{ мин}^{-1}$. Для двухузловой формы – резонансные режимы $n = 3350 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 4450 \text{ мин}^{-1}$. Как следует из рис. 3б, при учете трансмиссии автомобиля картина резонансных режимов колебаний изменяется. В рабочий диапазон частот вращения КВ попадают режимы двух-, трех-, четырех- и пятиузловой форм колебаний. При этом резонансные режимы:

- при двух- и трехузловой форме – $n = 1100 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 2150 \text{ мин}^{-1}$;
- при четырехузловой форме – $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$, $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 2150 \text{ мин}^{-1}$;
- при пятиузловой форме – $n = 3350 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 4450 \text{ мин}^{-1}$.

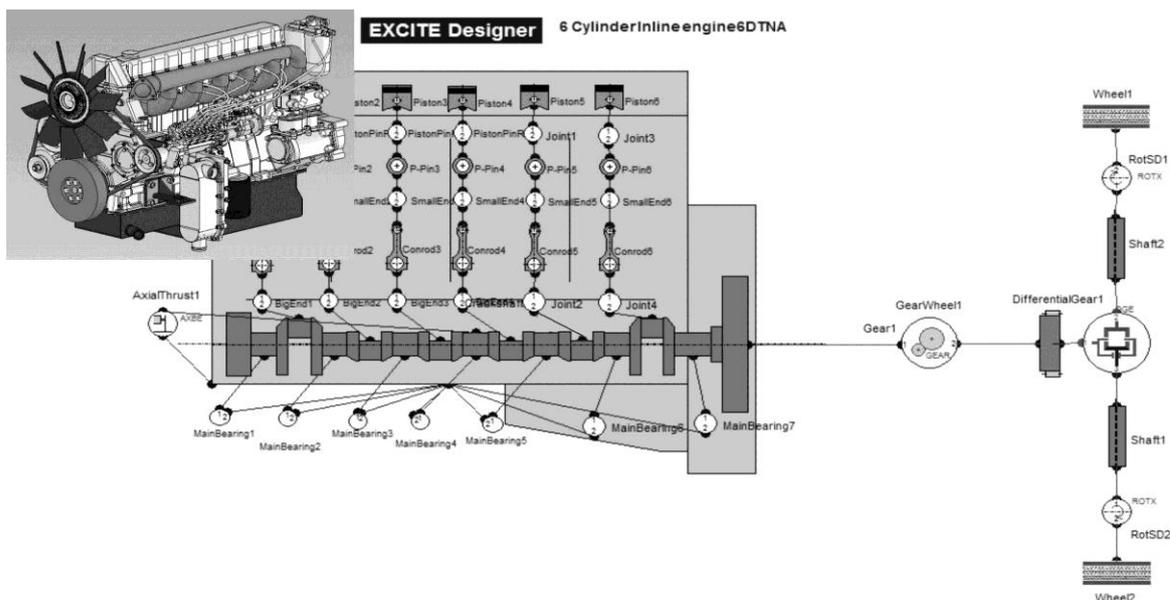
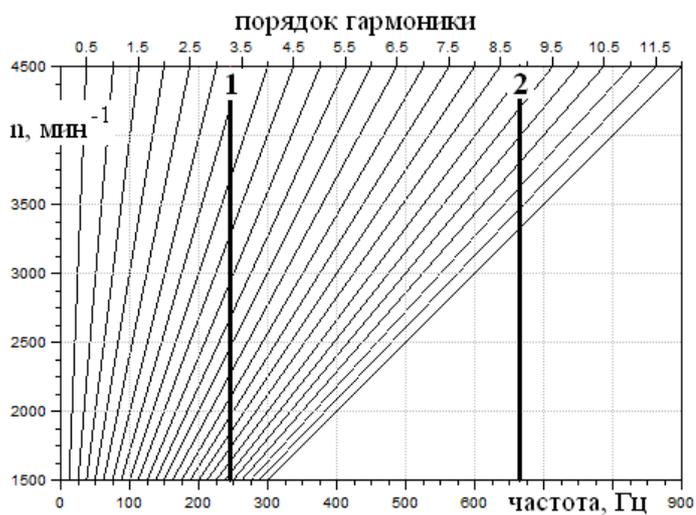
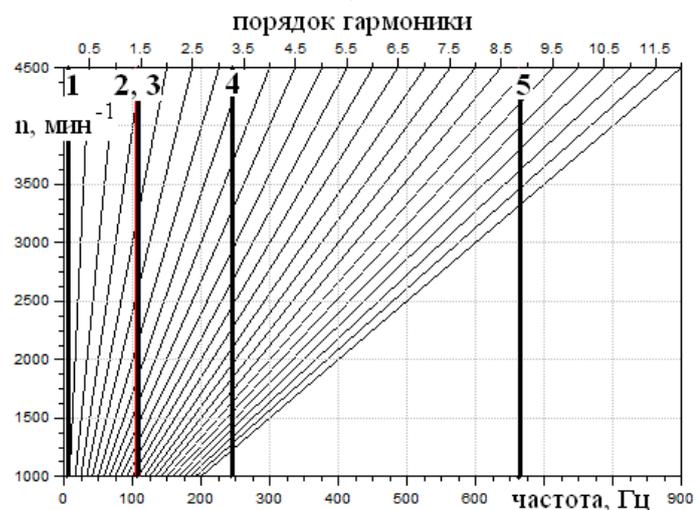


Рис. 2. Расчетная схема дизеля 6ДТНА



а)

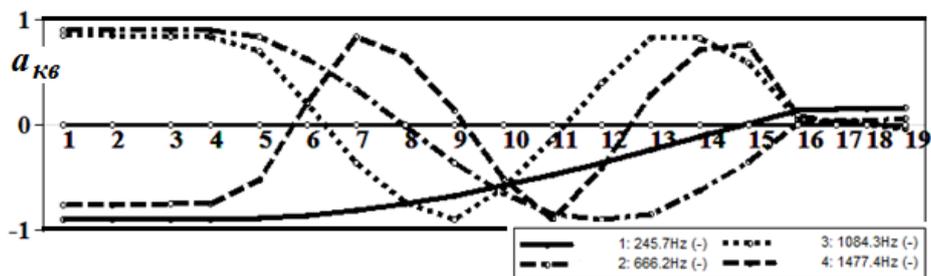


б)

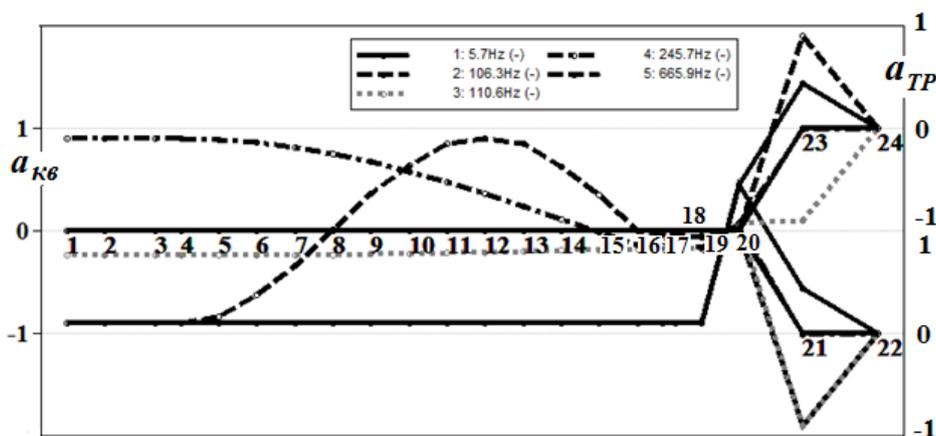
Рис. 3. Частотные диаграммы крутильных колебаний:
а – дизель 6ДТНА; б – дизель 6ДТНА с трансмиссией

Полученные в результате расчётов и приведенные на рис. 4а графики относительной амплитуды a_{KB} четырёх форм свободных колебаний (от одно- до четырёхузловой) показывают (для попадающих в рабочий диапазон частот вращения КВ

резонансных режимов одно- и двухузловой формы колебаний) наличие экстремумов искомой физической величины на обоих графиках в точках 1 (носок КВ) и на втором графике в точке 12 (коренная шейка 4, 5).



а)



б)

Рис. 4. Относительные амплитуды (a_{KB} , a_{TP}) различных форм колебаний: а – коленчатого вала; б – коленчатого вала с присоединенной трансмиссией автомобиля

Напротив, вблизи маховика (точка 19) на всех графиках присутствует узел колебаний.

Не отличается ситуация и при рассмотрении приведенных на рис. 4б графиков колебательной системы, включающей дизель и трансмиссию. Они также показывают актуальность снижения максимального угла закрутки, находящегося на носке КВ. При этом следует ожидать уменьшение относительной амплитуды колебаний a_{TP} части системы, находящейся за маховиком и представляющей элементы трансмиссии узлами 20-24. В точке 19 (вблизи маховика), аналогично графикам рис. 4а, присутствует узел колебаний.

Приведенные результаты исследования обосновывают необходимость снижения амплитуды крутильных колебаний носка коленчатого вала рядного шестицилиндрового дизеля, являющегося силовой установкой автомобиля с механической трансмиссией. Учитывая накопленный в ГП «ХКБД» опыт разработки, доводки, изготовления и эксплуатации силиконового демпфера, целесообразна его установка на носок КВ для гашения

крутильных колебаний в дизеле БДТНА.

Представленные обоснования позволяют перейти к следующему этапу научно-технического сопровождения разработки дизеля БДТНА, а именно расчётно-экспериментальному определению требуемых характеристик демпфера при заданных его максимальных габаритах и нагрузке, создаваемой приводимыми через демпфер вспомогательными агрегатами.

Основные выводы

1. Результаты моделирования крутильных колебаний системы коленчатого вала дизеля БДТНА подтверждают известные факты наличия максимальных значений амплитуд колебаний на носке КВ и узла колебаний вблизи маховика.

2. Целесообразным является гашение крутильных колебаний с помощью малогабаритного силиконового демпфера уменьшенной энергоёмкости, установленного на носок КВ, с использованием практического опыта ГП «ХКБД» по его разработке и получению требуемых характеристик.

Список літератури:

1. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)»: монографія; під ред. Ф.І.Абрамчука, О.В.Грицюка та І.А.Дмитрієва. - Харків: ХНАДУ, 2012. – 164 с. 2. Карабан В.Н. Крутильные колебания механической системы с двигателем внутреннего сгорания // Вибрации в технике: Справочник в 6 томах / В.Н.Карабан, Г.С. Маслов. М.: Машиностроение, 1980. – Том 3. с.322-351. 3. Автомобильный справочник: Пер. с англ. 2-е изд. перераб. и дополн. – М.: ЗАО «КЖИ» За рулем» 2004. с.412. 4. Hiemesh C., Homder J., Nenhauser W., Stastny J. The new BMW six-cylinder diesel engine. / MTZ №10, 2011, с.36-41. 5. Ильчук А. Двухмассовый маховик. Есть ли альтернатива? / А.Ильчук // Autoexpert, № 8, 2013, с. 20-24. 6. Анисимов В.М. Анализ конструктивных вариантов бесконтактных автомобильных вентильных стартер-генераторов постоянного тока // Актуальные проблемы радиотехники: Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Самара. 2002. Вып. 6. с. 75 – 81. 7. Буренков К.Э. Интегрированный стартер-генератор – основа перспективных конструкций автомобиля / К.Э.Буренков, Ю.А.Купеев, А.Н.Агафонов // Автомоторное оборудование. 2001. № 3-4. с. 23. 8. Уфимцев А.С. Снижение динамических нагрузок от крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с помощью совмещенного стартер-генератора / Дис. канд. техн. наук. Челябинск, 2002. 153 с. 9. AVL EXCITE DESIGNER VERSION 2011, Users Guide, p. 112 10. Nestorides, E.J. (B.I.C.E.R.A), "A Handbook on Torsional Vibrations", 1958 11. Parikyan, T., "Unified Approach to Generate Crankshaft Dynamic Models for 3D And Torsional Vibration Analyses," ASME Paper No. ICES2003-591, Proceedings of 2003 Spring Technical Conference of ASME ICE Division, 6 p. 12. Parikyan, T., Resch, T., and Priebsch, H.H., "Structured Model of Crankshaft in the Simulation of

Engine Dynamics with AVL EXCITE". Proceedings of 2001 Fall Technical Conference of ASME ICE Division, Vol.3, p105-114.

Bibliography (transliterated):

1. Techniko-ekonomichne obgruntuвання neobchidnosti derzhavnoy pidtrimki u vikonanni innovatsiino-investitsiynogo proektu "Rozroblennya ta vprovadzhennya u virobnytstvo malolitrazhnogo avtomobil'nogo dizelya potuzhnisty 100-175 k.s. podviynogo pryznachennya (Slo-bozhans'kii dizel)": Monografiya; pid red. F.I. Abramchuka, O.V. Gritsyuka ta I.A. Dmitrieva. - Charkiv: ChNADU, 2012. - 164 s. 2. Karaban V.N. Krutyl'nye kolebaniya mekhanicheskoi sistemy s dvgatelem vnutrennego sgoraniya // Vibratsii v technike: spravochnik v 6 tomach / V.N. Karaban, G.S. Maslov. M.: Mashinostroenie, 1980. - tom 3. s.322-351. 3. Avtomobil'nyi spravochnik: per. s angl. 2-e izd. pererab. i dopoln. - M.: ZAO "KZhI" Za rulem" 2004. s.412. 4. Hiemesh C., Homder J., Nenhauser W., Stastny J. The new BMW six-cylinder diesel engine. / MTZ №10, 2011, s.36-41. 5. Il'chuk A. Dvuchmassovyi machovik. est' li al'ternativa? / A. Il'chuk // Autoexpert, № 8, 2013, s. 20-24. 6. Anisimov V.M. Analiz konstruktivnykh variantov beskontaknykh avtomobil'nykh ventil'nykh starter-generatorov postoyannogo toka // Aktual'nye problemy radiotekhniki: Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta. Samara. 2002. vyp. 6. s. 75 - 81. 7. Burenkov K.E. Integrirovanyi starter-generator - osnova perspektivnykh konstruktsii avtomobilya / K.E. Burenkov, Yu.A. Kuppeev, A.N. Agafonov // Avtotraktornoe oborudovanie. 2001. № 3-4. s. 23. 8. Ufimtsev A.S. Snizhenie dinamicheskikh nagruzok ot krutyl'nykh kolebanii v transmssii avtomobilya s pomoshch'yu sovmeshchennogo starter-generatora / Dis. kand. techn. nauk. Chelyabinsk, 2002. 153 s. 9. AVL EXCITE DESIGNER VERSION 2011, Users Guide, r. 112 10. Nestorides, E.J. (B.I.C.E.R.A), "A Hand-book on Torsional Vibrations", 1958 11. Parikyan, T., "Uni-fied Approach to Generate Crankshaft Dynamic Models for 3D And Torsional Vibration Analyses," ASME Paper No. ICES2003-591, Proceedings of 2003 Spring Technical Conference of ASME ICE Division, 6 p. 12. Parikyan, T., Resch, T., and Priebsch, H.H., "Structured Model of Crankshaft in the Simulation of Engine Dynamics with AVL EXCITE". Proceedings of 2001 Fall Technical Conference of ASME ICE Division, Vol.3, p105-114.

Поступила в редакцию 04.06.2015 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.

Абрамчук Фёдор Иванович – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: fiedor.abramchuk@mail.ru.

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

Врублевский Александр Николаевич – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: vanvru@mail.ru.

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

ОБґРУНТУВАННЯ ВИБОРУ СПОСОБУ ДЕМПФРУВАННЯ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ВИСОКООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ 6ДТНА НА ЕТАПІ ЙОГО ПРОЕКТУВАННЯ

О.В. Грицюк, Ф.І. Абрамчук, В.К. Савич, О.М. Врублевський, І.С. Ревелюк

Представлені результати аналізу, вибору та визначення шляхів подальшої реалізації заходів з гасіння динамічного навантаження на вузли та деталі дизелів серії 6ДТНА, яке викликано крутильними коливаннями як безпосередньо у дизелі, так і в усіх ведучих та відомих агрегатах шасі транспортного засобу. Достовірність зроблених висновків базується на використанні відомих, апробованих світовим досвідом, методах розрахунку і накопиченому практичному досвіді державного підприємства "Харківське конструкторське бюро з двигунобудування".

JUSTIFICATION OF DAMPING METHOD SELECTION OF CRANKSHAFT TORSIONAL VIBRATION OF 6DTNA HIGH-RPM DIESEL AT THE STAGE OF ITS DESIGN

A.V. Gritsuk, F.I. Abramchuk, V.K. Savich, A.N. Vrublevskiy, I.S. Revelyuk

The following results are presented: the results of the analysis, selection, and determining the ways for the further implementation of the measures for the damping of dynamic loads on components and parts of engines series 6DTNA, caused by torsional vibrations both directly in the diesel engine and in all the lead and driven units of the vehicle chassis. The validity of the made conclusions is based on the use of known, proven international word experience, methods of calculation and practical experience gained by the domestic potential of state enterprise "Kharkov Engine Design Bureau".