ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ

Центральный ордена Трудового Красного Знамени
научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт

ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

На правах рукописи

Новиков Дмитрий Сергеевич

АНАЛИЗ ВИБРАЦИИ ДВИГАТЕЛЯ В СОСТАВЕ АВТОМОБИЛЬНОГО СИЛОВОГО АГРЕГАТА

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Специальность 05.04.02 – Тепловые двигатели

Москва - 2013

Работа выполнена на кафедре двигателей внутреннего сгорания Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Ярославский государственный технический университет»

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор **Яманин Александр Иванович**

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор **Шатров Михаил Георгиевич**

кандидат технических наук, доцент **Мягков Леонид Львович**

Ведущая организация - ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

Защита состоится «___» _____ 2013 г. в ____ часов на заседании диссертационного совета Д 217.014.01 ВАК РФ при Государственном научном центре Российской Федерации – Федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт» по адресу: 125438, Москва, Автомоторная ул., 2.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью организации, просим направлять по вышеуказанному адресу.

Автореферат разослан «____» _____ 2013 г.

Телефон для справок: (495) 456-40-40.

Ученый секретарь диссертационного совета, к.т.н., ст. научный сотрудник

e-mail: A.Zubakin@nami.ru

А.Г Зубакин

Список принятых сокращений

СА – силовой агрегат;
ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
КП – коробка передач;
ВСХ, ЧСХ – внешняя, частичная скоростные характеристики;
НА – навесной агрегат;
ИВС – импульс возмущающей силы
СКЗ – среднеквадратичное значение;
МКЭ – метод конечных элементов;
ТНВД – топливный насос высокого давления;

Общая характеристика работы

Актуальность работы. Современные ТС создаются в условиях ужесточающихся экономических и экологических ограничений, в том числе, по виброакустическим показателям. В связи с этим вибрация транспортных СА во всем частотном диапазоне должна прогнозироваться на самых ранних стадиях их разработки. Для ее оперативной применяют расчетные методы, основанные на использовании конечно-элементных моделей. В известных моделях такой оценке подвергаются, в основном, двигатели. При этом адекватность моделей, степень их детализации по числу элементов сборки часто являются недостаточными (например, учитываются только корпусные детали), силовые граничные условия часто не учитывали быстропеременный характер нагружения и контактное взаимодействие звеньев, предусматривали учет возбуждения только от единичного импульса. Вибрация СА определяется, как двигателем, так и сцеплением, коробкой передач, навесными агрегатами, которые следует учитывать уже на ранних стадиях проектирования двигателя в составе СА.

Автомобильный СА работает в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Предыдущие исследования (в том числе, расчетные) предусматривали определение параметров вибрации и шума лишь на режимах максимального крутящего момента и номинальной мощности (М.Е. Павлов) или полной подачи топлива (И.В.Алексеев, В.С. Руссинковский, А.Л. Яковенко и др.). Задача об определении вибрации на режимах ЧСХ даже не ставилась.

Этим объясняется **актуальность** предпринимаемого исследования, **целью** которого является анализ вибрации в широком частотном диапазоне работы автомобильного СА, включающего в себя двигатель, сцепление, коробку передач и навесные агрегаты, при его работе на различных скоростных и нагрузочных режимах, а также мероприятий, направленных на ее снижение на стадиях проектирования и доводки.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие **задачи.**

1. Разработка методики расчета вибрационного состояния СА с помощью МКЭ, в которой учитываются контактные взаимодействия звеньев и быстропеременный характер нагружения.

2. Разработка различных по составу конечно-элементных моделей автомобильного СА.

3. Обоснование числа учитываемых импульсов возмущающей силы, обеспечивающего устойчивое (периодическое) решение задачи.

4. Анализ вибрации СА на различных скоростных и нагрузочных режимах работы.

5. Анализ эффективности ряда мероприятий, направленных на снижения вибрации СА, в процессе эскизной компоновки и разработки рабочей документации.

Научная новизна заключается в следующих положениях, выносимых автором на защиту.

1. Разработана методика комплексного анализа вибрационного состояния СА по МКЭ с использованием моделей с различной степенью детализации (корпусные детали, преобразующий механизм, силовая передача, навесной агрегат).

2.Обосновано минимальное количество импульсов возмущающей силы, необходимое для получения устойчивого решения. Показано, что затухания возмущения, вызванного вспышкой топлива в единичном цилиндре, не происходит к моменту следующей вспышки.

3.Выявлен характер изменения вибрации СА разных транспортных средств в процессе их работы на режимах ЧСХ и ВСХ.

Достоверность и обоснованность результатов работы объясняется корректным применением уравнений механики, сертифицированного программного обеспечения, сходимостью результатов численных и натурных экспериментов.

Практическая ценность заключается в возможности прогнозирования вибрационных характеристик двигателя и СА на различных стадиях проектирования и доводки.

Реализация работы. Теоретические и практические результаты диссертационной работы используются в процессе проектирования СА на ОАО «Автодизель» («Ярославский моторный завод») и в учебной работе кафедры двигателей внутреннего сгорания ФГБОУ ВПО «Ярославский государственный технический университет».

Апробация работы. Результаты диссертационной работы доложены на 8-ой конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM (М., 2008 г.), Международных конференциях «Двигатель-2010» (М., МГТУ им. Баумана, 2010 г.), «Математические методы в технике и технологиях ММТТ-23, ММТТ-24» (Саратов, Сар. ГТУ, 2010 г.; Киев, КПИ 2011 г.), IV и V Луканиских чтениях (М., МАДИ (ГТУ), 2009, 2011 г.г.), Энергоэффективный транспорт будущего (М., МАМИ, 2012 г.) V всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» (М., МГТУ им. Баумана, 2012 г.), научных конференциях ЯГТУ (Ярославль, 2008, 2010 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 15 работ, из них 6 в изданиях, входящих в Перечень ВАК РФ.

Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников (133 наименования), приложений. Общий объем: 151 страниц, 97 рисунков, 26 таблиц.

Основное содержание диссертации

Во введении обоснована актуальность темы диссертации.

В первой главе показано, что в большинстве предыдущих работ вибрация СА исследовалась в низкочастотной области. Соответствующие расчетные модели представляли собой либо твердое тело на упругом основании (при этом не учитывается относительное движение звеньев - В. Е. Тольский, А.В. Васильев, S. S. Mochtasebi и др.), либо систему взаимодействующих твердых тел также на упругих опорах (М. А. Карпов, И. Г. Курбатов).

Значительное число работ посвящено определению по МКЭ вибрационных характеристик отдельно для двигателей (М. Г. Шатров Н. Д. Чайнов, В. С. Руссинковский, М. Е. Павлов, А. Л. Яковенко) и КП (С. М. Шилов, T. Schneider). Эти работы отличаются тем, что:

1) модели двигателя включали только наиболее массивные детали; при этом часто не учитывались детали кривошипно-шатунного механизма (В.С. Руссинковский), головки цилиндров (М.Е. Павлов), навесные агрегаты. Это приводило к существенным отличиям массово-инерционных характеристик модели от их реальных значений, возможности возникновения некорректности описания силовых граничных условий (в связи с необходимостью применения здесь различных искусственных приемов);

2) моделирование вибрации в средне- и высокочастотной области (300-2500 Гц) для КП не проводилось[1];

3) не достаточно обосновано допущение о том, что ИВС затухает на 90 % ко времени возбуждения в следующем по порядку работы цилиндре;

4) не рассматривалось влияние работы двигателя на разных режимах ЧСХ на вибрацию СА.

Сформулированы цель и задачи исследования.

Во второй главе описаны разработанные конечно-элементные модели различные по числу элементов сборки и приведены результаты конечно-элементного анализа СА в составе рядных (4 и 6 цилиндров) и V-образных (6 и 8 цилиндров) двигателей и 5-, 9- и 14-ступенчатых КП в частотном диапазоне 20…2500 Гц.

В моделях СА учтены контактные взаимодействия деталей в кинематических парах (выбрана модель контакта типа «поверхность-поверхность», предусматривающая возможность учета наличия масляной пленки между деталями) на пути распространения ИВС и быстропеременного характера нагружения. Использованы изопараметрические КЭ типа «шестигранник» и «пирамида»; опоры моделировались с помощью двухузловых КЭ типа «пружина-демпфер», наделяемых реальными значениями жесткостей в разных направлениях и коэффициентов демпфирования (определены В. Е. Тольским и Г.И. Семеновым). В отличие от предыдущих исследований учтены все работающие цилиндры в соответствии с порядком чередования ИВС.

Показано, что использование более простых расчетных моделей при определении форм и частот собственных колебаний приводит к расхождению значений собственных частот (на одинаковых формах) до 3% (рисунок 1).

---

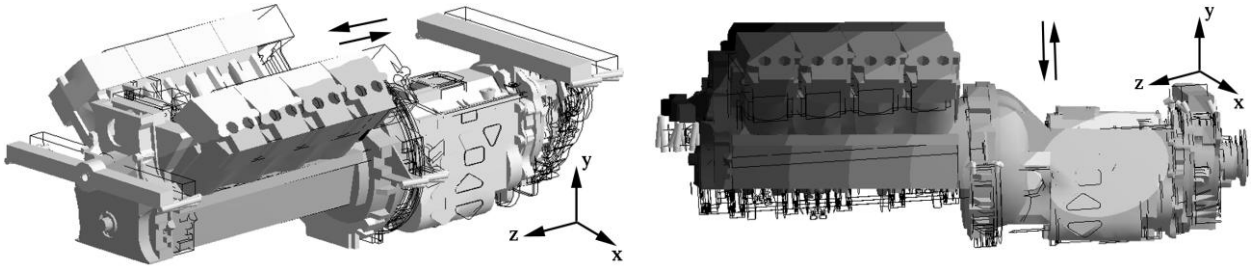
[1]В этом частотном диапазоне находятся формы собственных колебаний стенок картерных деталей, а также обнаружена повышенная вибрация на отдельных передачах вследствие пересопряжения зубьев шестерен.

а) *б)*

Рисунок 1 – Формы собственных колебаний для моделей КП различных вариантов по числу элементов в сборе: *а)* - корпусные детали (424 Гц); *б)* - КП в сборе (435 Гц)

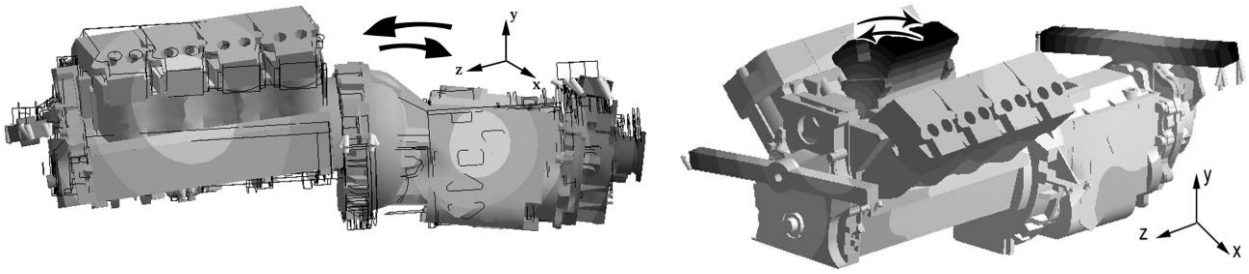
При модальном анализе СА установлено, что в частотном диапазоне менее 100 Гц находятся формы собственных колебаний представляющие собой перемещения СА, как твердого тела (рисунок 2), и, следовательно, для расчета вибрации применимы аналитические модели, представляющие собой твердое тело или систему твердых тел на упругом основании.

С ростом частоты СА начинает себя вести, как колебательная система с распределенными параметрами (рисунок 3), при этом в частотном диапазоне 100…950 Гц находятся различные изгибные формы колебаний в местах стыков корпусных деталей (например, на частотах 140, 906 Гц картера маховика к блоку, 448, 536 Гц картера сцепления к картеру КП), а также кручение вокруг оси коленчатого вала навесных агрегатов (например, на частоте 240 Гц). С дальнейшим ростом частоты в рассматриваемом диапазоне наблюдаются формы собственных колебаний отдельных деталей (например, на частотах 970 и 1093 Гц – это картер демультипликатора, 1073 Гц – блок цилиндров с головками и крышкой передней, рисунок 4*а*; 1175 Гц – картер сцепления, 1146 Гц и 1216 Гц – боковая стенка картер КП, 1276 Гц – крышка верхняя КП; 1492 Гц – крышка шестерен распределения, рисунок 4*б* и т.д.). При этом можно предположить, что в частотном диапазоне свыше 970 Гц колебательные системы двигателя и КП можно рассматривать отдельно.



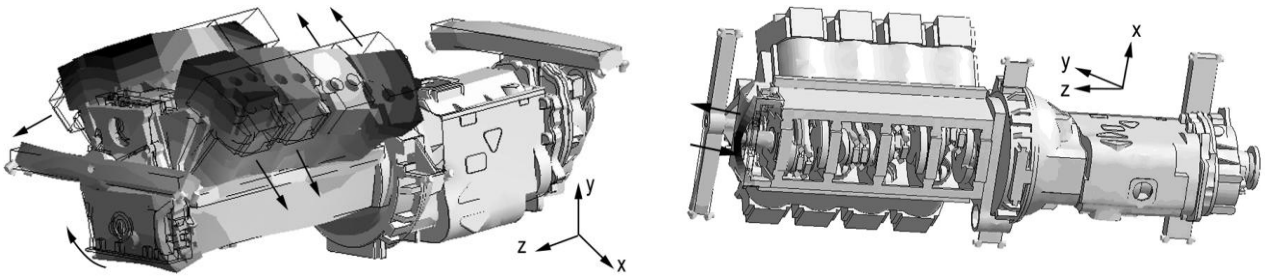
а) *б)*

Рисунок 2 – Формы собственных колебаний, при которых СА ведет себя, как твердое тело на пружинных опорах: *а*) перемещение вдоль оси *z* (80 Гц); *б*) перемещение наклоненного СА вдоль оси *y* (88 Гц)



а) *б*)

Рисунок 3 – Формы собственных колебаний, при которых СА ведет себя как колебательная система с распределенными параметрами: *а*) - изгиб (140 Гц); *б*) - кручение (240 Гц)



а) *б*)

Рисунок 4 – Формы собственных колебаний отдельных элементов конструкции и деталей СА: а) изгиб блока цилиндров с головками и крышкой передней (1073 Гц); *б*)колебания крышки передней в направлении оси *z* (1492 Гц).

При учете в расчетной модель СА навесных агрегатов (в связи с ростом массы модели) расчетная частота собственных колебаний на соответствующих формах снижается (рисунок 2 и таблица 1); при этом обнаруживаются формы собственных колебаний, которые в более простых моделях отсутствуют.

Таблица 1 –Частоты собственных колебаний при учете НА

	Модель			
	СА без НА	СА+ ТНВД	СА + стартер	СА с рассматриваемыми НА
Частота изгиба СА, Гц	140	114	116	107
Частота кручения СА, Гц	240	215	217	206
Масса, кг	1540	1580	1570	1603

При расчете возбуждающие силы прикладывались во всех цилиндрах в соответствии с порядком их работы. Для каждой точки (рисунок 5) конечно-элементных моделей были определены виброускорения, виброскорости, виброперемещения в зависимости от времени, а также их среднеквадратичные значения (СКЗ). Так как во время эксперимента

замерялись виброускорения, то далее они и их СКЗ приводятся в качестве результатов расчетов.

При учете нескольких последовательных ИВС (по сравнению с единичным импульсом) погрешность расчета снижается с 37 % до 17 % (обнаруживается рост СКЗ виброускорений и уменьшение резонансных частот в спектре).

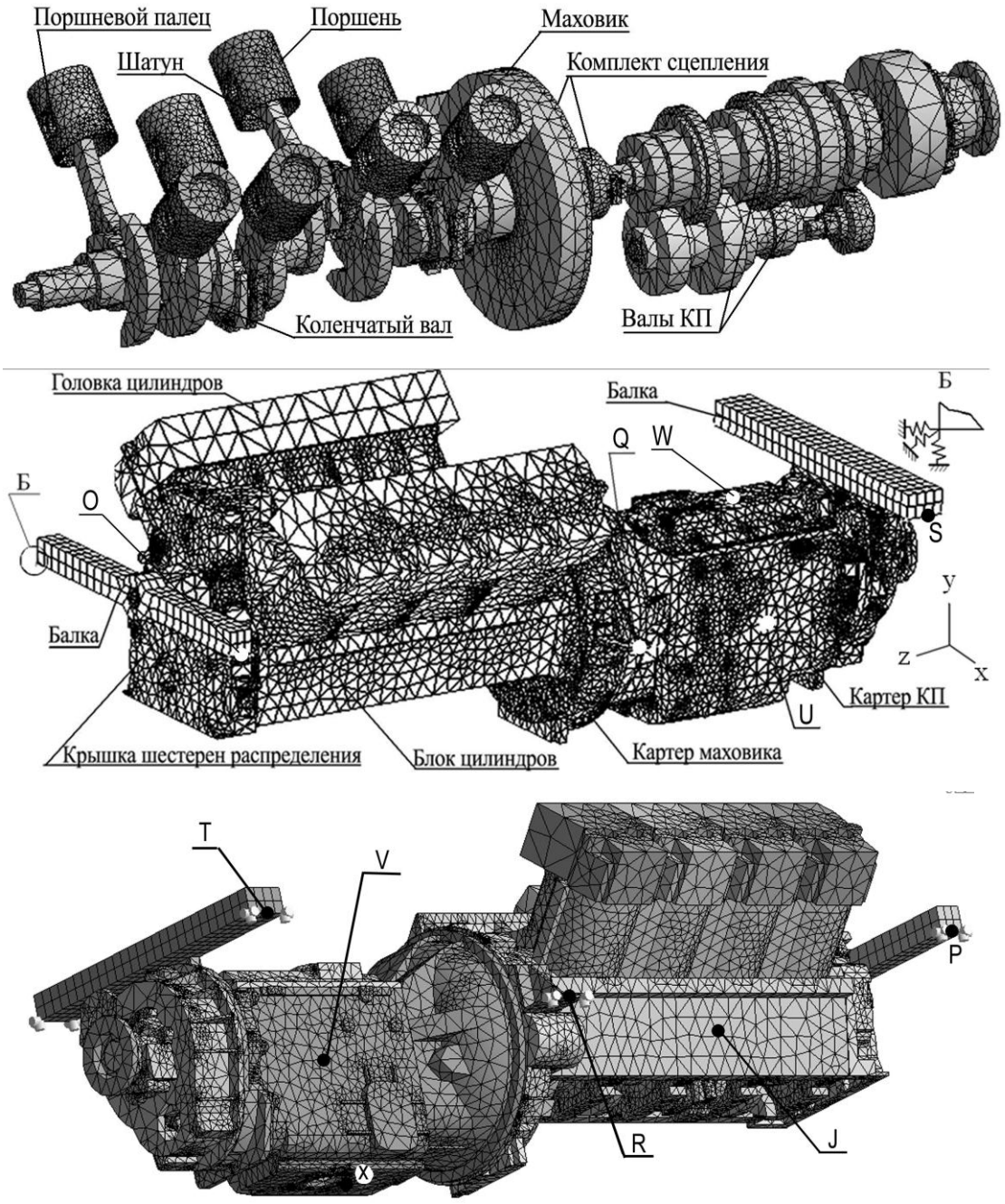


Рисунок 5 – Расчетные точки, рассматриваемые на пути распространения вибрационного импульса по корпусным деталям СА

Установлено, что при моделировании важны не только состав модели и число учитываемых ИВС, обеспечивающее устойчивое решение, но и способ моделирования НА. Например, при задании силовых граничных условий для двигателя 6ЧН10,5/12,8 для получения периодиче-

ского решения в модели без учета НА необходимо описывать по 4 ИВС (вспышек) в каждом цилиндре, при представлении НА точечными массами – по 6, при подробном моделировании геометрии деталей НА – по 9 (это обусловлено значительным влиянием геометрической формы и массовых характеристик НА на вибрацию СА).

Также для выявления влияния разных навесных агрегатов на вибрацию были проведены расчеты, когда в расчетную модель СА на базе двигателя 8 ЧН 13/14 вводились ТНВД, фильтр тонкой очистки масла (ФТОМ), стартер (рисунки 6,7).

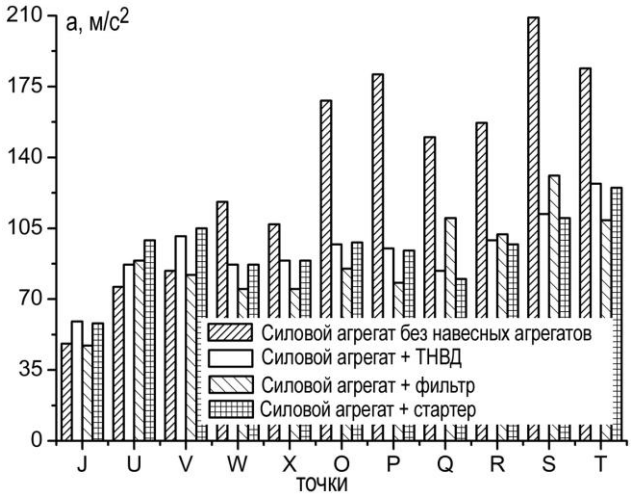


Рисунок 6 – СКЗ виброускорений, полученные при введение в расчетную модель СА, различных НА при n=1600 мин$^{-1}$, м/с^2

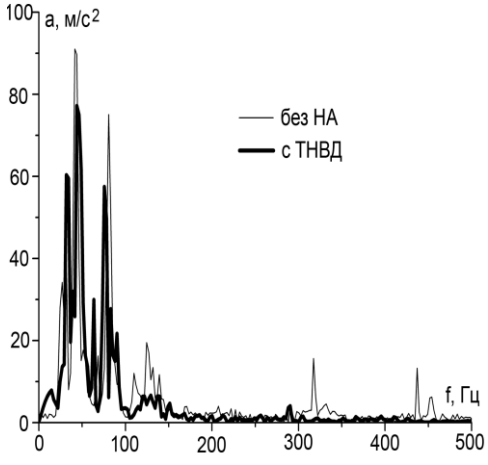


Рисунок 7 – Спектр виброускорений точки J, полученные на моделях с учетом и без учета НА

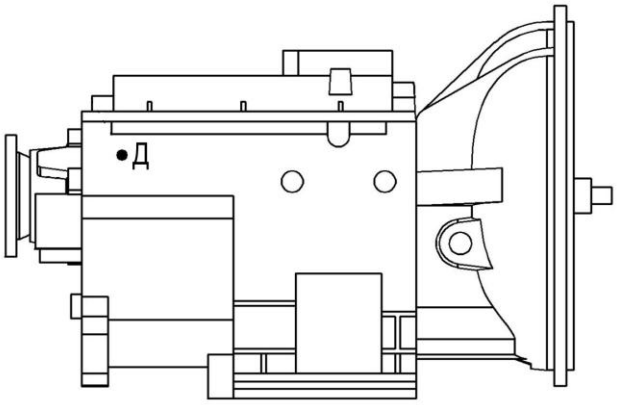


Рисунок 8 - Схема установки вибродатчика (Д)

Для подтверждения полученных результатов в экспериментальном цехе ОАО «Автодизель» были проведены замеры вибрации на боковой поверхности КП (рисунок 8) в составе СА и отдельно на стенде. Использовалась сертифицированная поверенная двухканальная система анализа типа 3550 фирмы «Brüel & Kjær». Силовой агрегат, укомплектованный в соответствии с ТУ 37.319.270-96, устанавливался на виброизолирующие опоры типа МАЗ-500. На вторичный вал КП устанавливался груз массой 24 кг, имитирующий переднюю часть карданного вала. Вибрация замерялась на прогретом двигателе в режиме холостого хода при частоте вращения коленчатого вала 2100 мин$^{-1}$ при включенной 5-й передаче (по результатам предыдущих испытаний и опыту эксплуатации на этом режиме наблюдаются наибольший уровень вибрации на картере КП). Экспериментально

установлено отличие амплитудно-частотных характеристик КП при испытаниях в составе СА и отдельно на стенде (рисунки 9, 10).

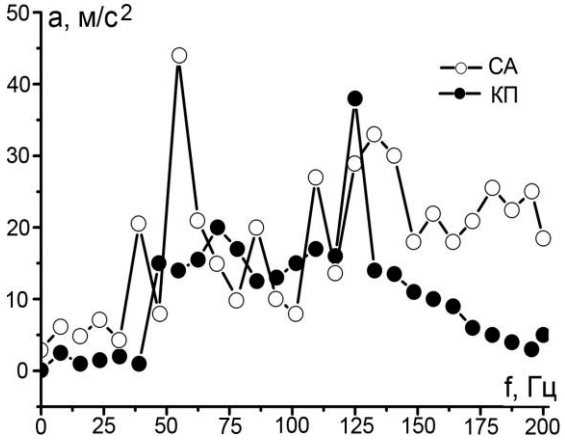


Рисунок 9 – Экспериментальные АЧХ виброускорений точки Д (рисунок 8) КП ЯМЗ-2361 в составе и вне состава СА, n=2100 мин$^{-1}$

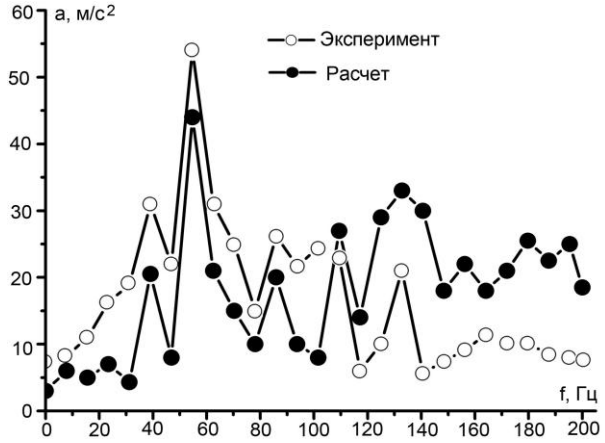


Рисунок 10 – Экспериментальная и расчетная АЧХ виброускорений точки Д (рисунок 8) КП ЯМЗ-2361 в составе СА, n=2100 мин$^{-1}$.

На соответствующих частотах разность экспериментального и расчетного значений резонансных амплитуд не превышает 21 %, что объясняется учетом только одного источника вибрации – рабочего процесса (не учитывались такие источники, как удары в зубчатых соединениях, масса и демпфирующие свойства охлаждающей жидкости, масла и пр.).

В третьей главе рассмотрены мероприятия, направленные на снижение вибрации СА.

Изменение возмущающего воздействия возможно за счет изменения порядка работы цилиндров (ПРЦ) двигателя. Так, для СА с V-образным двигателем 8ЧН 13/14 с равномерным чередованием рабочих ходов через 90° поворота коленчатого вала существует восемь таких порядков (таблица 3). Наиболее известный ПРЦ I неоднократно критиковался в связи с проблемами прочности. Показано, что наименьшие значения вибрации в точках крепления виброизолирующих опор имеет ПРЦ III (рекомендовался также специалистами ГНЦ ФГУП «НАМИ» с точки зрения прочности коленчатого вала), а в точках на блоке цилиндров и картере КП - ПРЦ VII (он же представляется более предпочтительным для СА, находящихся в серийном производстве, т.к. при этом не требуется изменения технологии изготовления корпусных деталей).

Таблица 3 - Возможные ПРЦ двигателя 8ЧН 13/14

Порядок I	Порядок II	Порядок III	Порядок IV
1-5-4-2-6-3-7-8	1-5-4-8-6-3-7-2	1-5-7-2-6-3-4-8	1-5-7-8-6-3-4-8

Порядок V	Порядок VI	Порядок VII	Порядок VIII
1-3-4-2-6-5-7-8	1-3-4-8-6-5-7-2	1-3-7-2-6-5-4-8	1-3-7-8-6-5-4-2

Были оценены различные мероприятия, возможные на разных стадиях проектирования изделия: в ходе эскизной компоновки это может быть выбор рациональной схемы двигателя (развал цилиндров, схема коленчатого вала, ПРЦ и пр.), а на завершающей стадии - расположения НА. Показано, что для V-образных 6-цилиндровых двигателей с точки зрения вибрации заслуживает внимания схема с углом развала цилиндров 60 °, когда равномерное чередование вспышек через 120 ° обеспечивается применением коленчатого вала со смещенными шейками; она же имеет в 1,4…1,7 раза меньшие значения неуравновешенных моментов сил инерции поступательно движущихся масс (однако, при этом увеличивается на 5 % высота двигателя, что может осложнять его установку в моторном отсеке ТС).

Таблица 4 – СКЗ виброускорений точек СА с двигателем 6ЧН 13/14 различных схем при n=1600 мин$^{-1}$, м/с^2

Развал, чередование вспышек	Точки					
	J	U	V	W	X	S
90 °, неравномерное	184	81	89	188	139	194
120	194	170	187	121	36	123
60	150	78	86	75	69	76
90	163	177	185	129	111	149

На V-образных двигателях ТНВД расположен в развале блока цилиндров, при этом имеются возможности по изменению его компоновки. Оценено влияние расположения ТНВД на вибрациюСА с двигателем 8ЧН 13/14. Рассматривались варианты конструкции при штатном расположении ТНВД и его смещениях на 30 % от этого штатного расположения к передним и задним опорам двигателя. Установлено, что смещение ТНВД относительно его штатного положения привело к росту СКЗ виброускорений на корпусных деталях СА (таблица 4) и снижению в точках крепления виброизолирующих опор. Таким образом, за счет изменения положения навесного агрегата на двигателе можно снижать вибрацию всего СА.

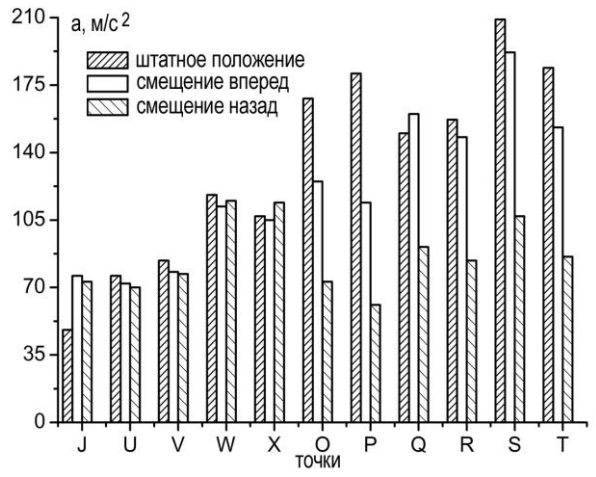


Рисунок 11 – СКЗ виброускорений при различных положениях ТНВД при n=1600 мин$^{-1}$, м/с^2

На этапе разработки рабочей документации для уменьшения вибрации СА могут быть предусмотрены расчеты, целью которых является оценка эффективности увеличения жесткости деталей и/или применения конструкционного материала с высоким коэффициентом внутреннего трения. При этом значительное внимание уделяют корпусным деталям СА. Так, у базового блока двигателя 8ЧН 13/14 обнаруживается повышенная вибрация плоских стенок картерной части блока. Проанализировав эффективность вариантов конструктивного исполне-

ния этой части блока[2], установлено, что увеличение жесткости блоков приводит к снижению СКЗ виброускорений на картере КП и росту в месте крепления виброизолирующих опор (рисунок 12).

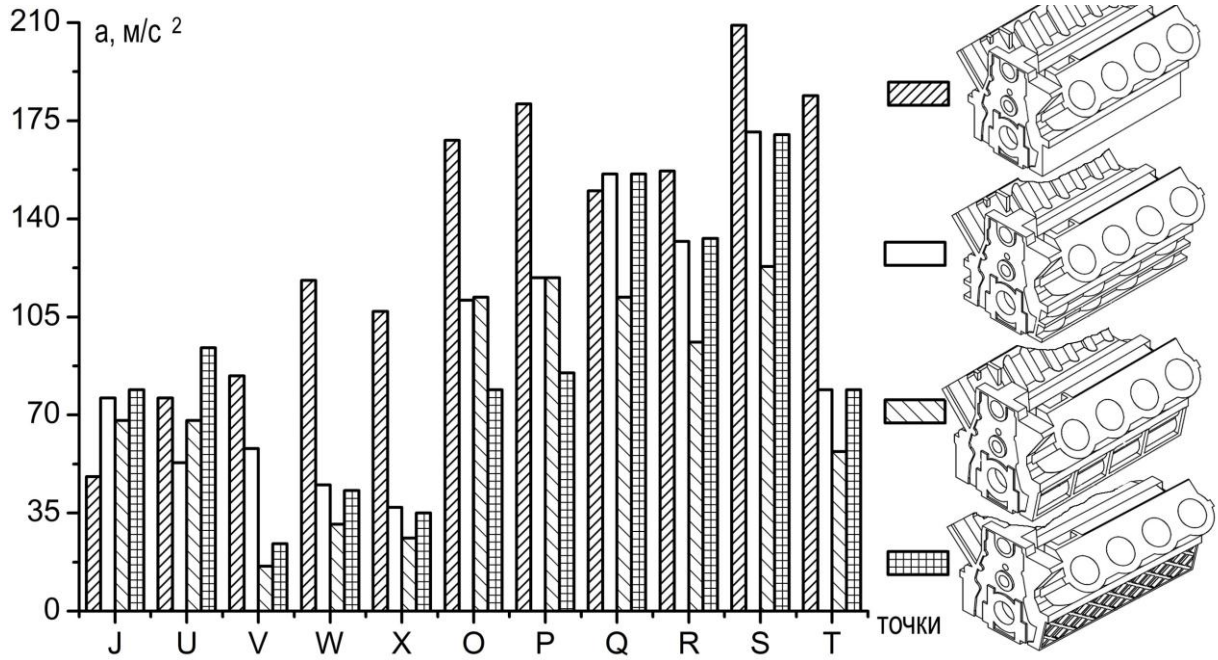


Рисунок 12 – СКЗ виброускорений при различных исполнениях чугунного блока цилиндров двигателя при n=1600 мин$^{-1}$

Изменение материала блока цилиндров и картера КП (исследованы серый чугун, алюминиевый и магниевый сплавы) привело к росту частоты собственных колебаний при сохранении их форм, что объясняется существенным снижением массы деталей (так, масса блока из чугуна и магниевого сплава составляет соответственно 555 кг и 139 кг; при этом частота его собственных колебаний, соответствующих изгибу в точках прилегания поддона, составила соответственно 1905 Гц и 2107 Гц). Компенсация снижения жесткости детали при применении произведена только за счет увеличения толщины стенок блоков цилиндров. При этом имелись несущественные отличия жесткости блока цилиндров из чугуна по сравнению с алюминиевым и магниевыми сплавами.

Анализ результатов показал, что исследованное изменение материала корпусных деталей приводит к снижению вибрации всего СА (рисунок 13), как на стенках корпусных деталей, так и в точках крепления виброизолирующих опор).

[2]Выбранные варианты изменения конструкции блока, а также размеры ребер, радиусы поднутрений и пр. позволяют использовать для обработки деталей существующую на ОАО «Автодизель» автоматическую линию. При разработке новой конструкции, не опирающейся на существующую технологию, возможны и другие решения. Разработанные модели позволяют оценить эффективность любых таких решений.

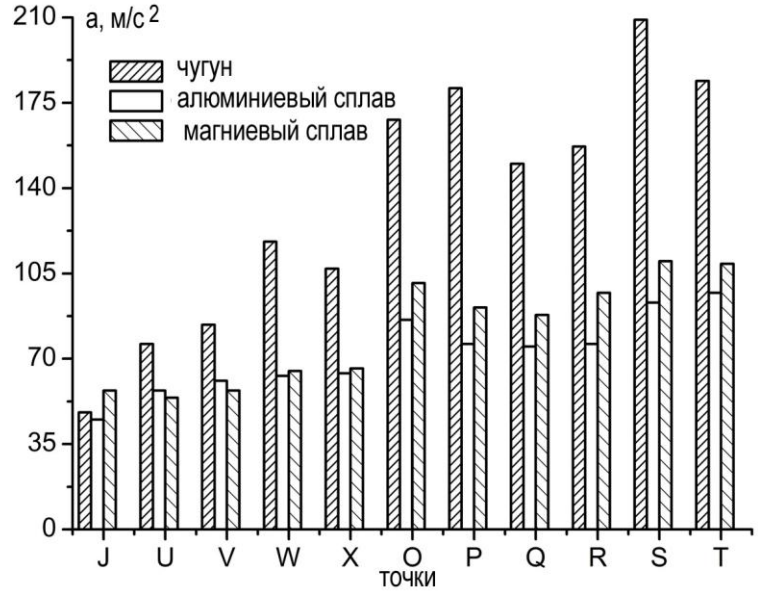


Рисунок 13 – СКЗ виброускорений в точках СА с блоком цилиндров из различных материалов при n=1600 мин$^{-1}$, м/с^2

Аналогичные исследования проведены и для картеров КП. Установлено, что повышение их жесткости при исполнениях, показанных (масса при этом увеличивается на 11-13 %), ведет к снижению вибрации СА в целом (рисунок 14), а потому эти изменения (рисунок 14, четвертый столбик) могут быть рекомендованы к внедрению.

Те же закономерности (что и при изменении материала блока цилиндров) выявлены при изменении материала картера КП (рисунок 15).

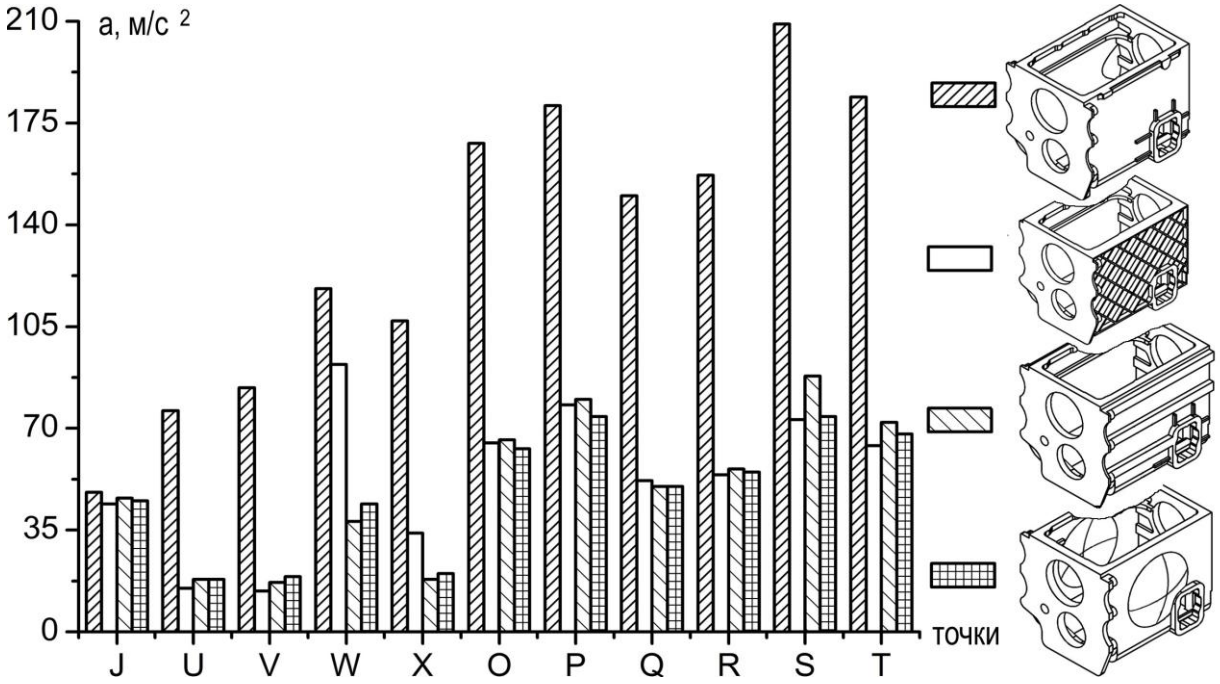


Рисунок 14 - СКЗ виброускорений в точках СА при его различных конструктивных исполнениях картера КП, n=1600 мин$^{-1}$, м/с^2

Таким образом, вибрация двигателя и КП в составе СА взаимосвязаны, изменение конструкции одного из этих объектов с целью снижения его вибрации отражаются на вибрационном состоянии другого. Поэтому для решения задач о вибрации СА необходимо использовать его комплексную расчетную модель.

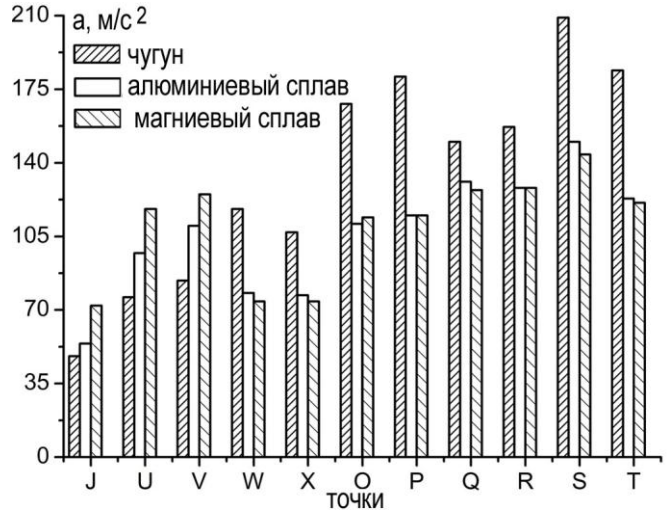


Рисунок 15 - СКЗ виброускорений в точках СА с картером КП из различных материалов, n=1600 мин$^{-1}$, м/с^2

В четвертой главе рассматриваются расчетные и экспериментальные исследования изменений параметров вибрации СА при работе двигателя на различных режимах ЧСХ и ВСХ, которые могут отличаться в зависимости от его комплектации (различные модели двигателей и КП). Так, режимометрия седельного тягача МАЗ-5440А9 на ОАО «Автодизель» показала, что большую часть времени СА работает на режимах, близких к ВСХ, а также режимах торможения двигателем: 74,6 % всего рабочего времени он работает на четырех основных режимах при n=1100…1400 мин$^{-1}$. Учитывая, эти результаты расчет вибрации на различных режимах ВСХ и ЧСХ является актуальным, при этом в предыдущих работах вибрация рассчитывалась на режимах максимального крутящего момента и номинальной мощности.

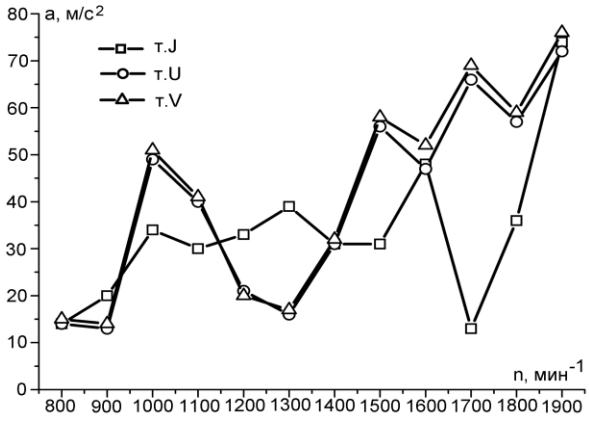


Рисунок 16 - Изменение СКЗ виброускорений в направлении оси x на корпусных деталях при работе двигателя на режимах ВСХ

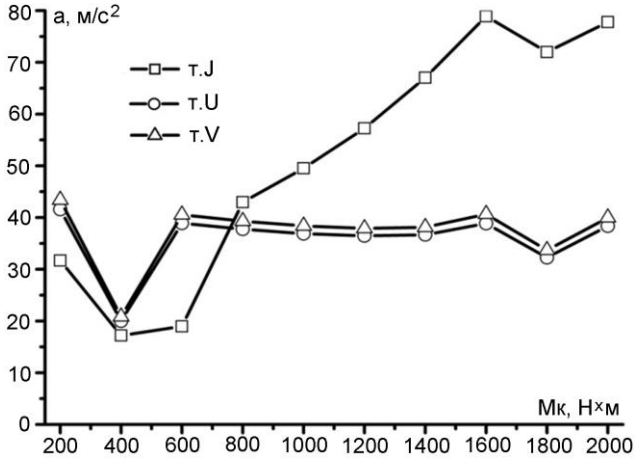


Рисунок 17 - Изменение СКЗ виброускорений в направлении оси x на корпусных деталях при работе двигателя на режимах ЧСХ

Анализ результатов расчетов показал, что (рисунки 16-17) расчетное исследование вибрации необходимо проводить на нескольких основных эксплуатационных режимах, типичных для данного ТС. Этот вывод подтверждается результатами расчетов вибрации СА автобуса ЛиАЗ-5256 в составе двигателя 6ЧН 13/14 и КП ЯМЗ-2361 (для этого СА также выявлены наиболее виброактивные режимы работы, отличные от таковых для СА седельного тягача, несмотря на идентичность рабочих процессов в цилиндрах).

Расчетные СКЗ виброускорений на режиме номинальной мощности соответствуют с аналогичным данным на режиме номинальной мощности, приведенными в работе G.R.K Sastry и др., опубликованной в 2012 г., и докладе G. Godwin на международном автомобильном конгрессе FISITA-2004 в Барселоне.

Комплектование двигателя различными коробками передач также оказывает влияние на вибрационное состояние СА. Например, замена КП[3] типа ЯМЗ-202 на более современную типа ЯМЗ-239.

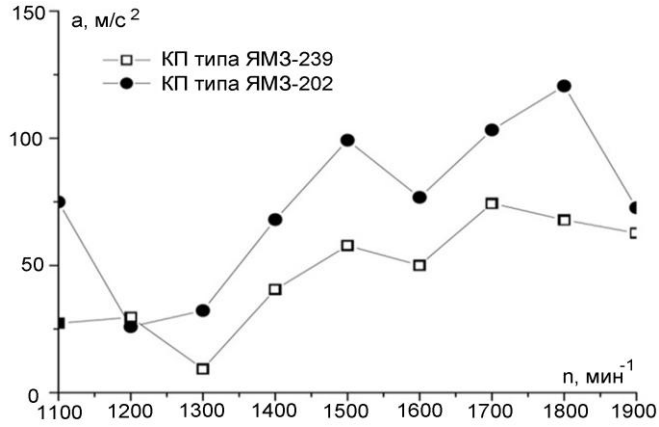


Рисунок 18 - Изменение СКЗ виброускорений в направлении оси *x* в точке U при работе двигателя, укомплектованного различными КП на режимах ВСХ

Для подтверждения полученных результатов проведены экспериментальные исследования колебаний навесных агрегатов при работе двигателя 6 ЧН 10,5/12,8 на режимах ВСХ. Эксперимент по определению собственных частот и форм НА (пневматического компрессора тормозов массой 9,8 кг) проводились методом удара. Использовалось оборудование фирмы «Brüel & Kjær»: ударное устройство B&K 8207 с датчиком силы, фиксирующим ударный импульс, акселерометр B&K 4382 (рисунок 19) и двухканальная система анализа B&K 3550. Была получена форма собственных колебаний на частоте 232 Гц, которая с погрешностью, не превышающей 3,2 %, совпадает с таковой, полученной расчетным путем (рисунок 20).

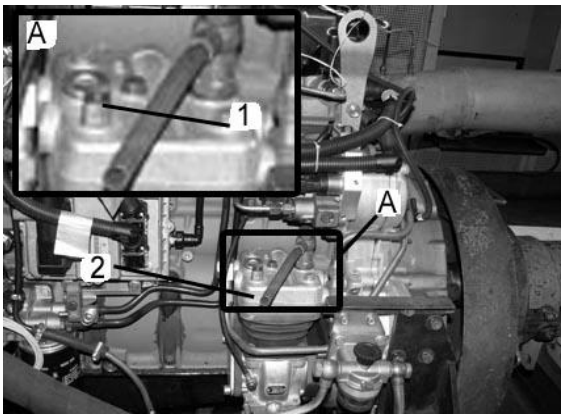


Рисунок 19 – Установка акселерометра *1* на крышке компрессора тормозов *2*

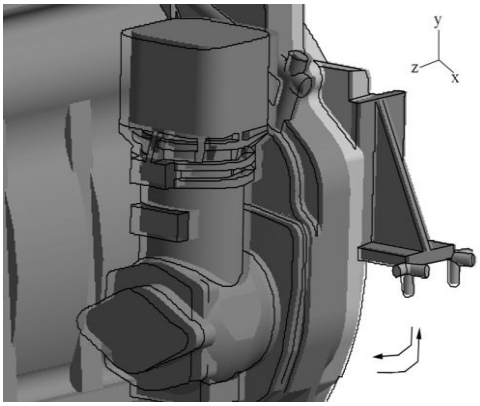


Рисунок 20 – Расчетная форма собственных колебаний компрессора тормозов

[3] Эти 9-ступенчатые КП отличаются массой, жесткостью картерных деталей, демпфирующими свойствами деталей.

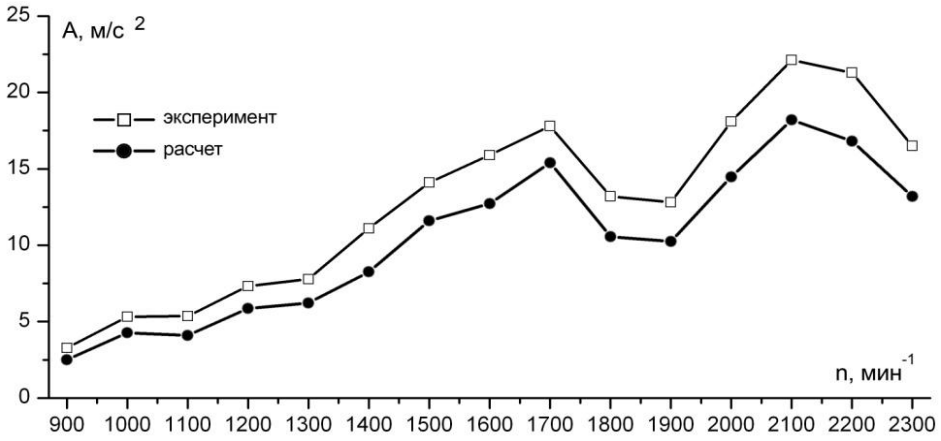


Рисунок 21 –Расчетные и экспериментальные значения амплитуд виброускорений на частоте 200 Гц точки 1 (рисунок 14) на компрессоре тормозов при работе двигателя на режимах ВСХ.

Также были проведены замеры вибрации пневматического компрессора тормозов при работе двигателя по ВСХ. Расхождение между результатами, полученными расчетным и экспериментальным путем не превышает 19% на режимах (рисунок 21).

Выводы

1. Разработана и верифицирована универсальная методика определения вибрации силового агрегата по МКЭ, учитывающая быстропеременный характер нагружения и контактное взаимодействие деталей, и позволяющая исследовать влияние конструкции силового агрегата на его вибрацию на различных стадиях проектирования и доводки.

2. Установлена необходимость предварительного определения числа импульсов возмущающей силы, необходимое для обеспечения устойчивого (периодического) решения при помощи конечно-элементных моделей с различным составом элементов/компонентов сборки. Так для расчетной модели двигателя 6 ЧН 10,5/12,8; не учитывающей навесной агрегат необходимо 4 импульса; учитывающей навесной агрегат, как точечные массы – 6 импульсов, учитывающей геометрию навесного агрегата – 9 импульсов.

3. Проанализированы возможности снижения вибрации двигателя в составе силового агрегата, включающего двигатели и коробки передач различных схем, за счет оптимизации конструктивного оформления и выбора материалов деталей, размещения навесных агрегатов, варьирования порядком работы цилиндров и пр. Предложена конструкция картера коробки передач, позволяющая снизить в рассматриваемых точках вибрацию силового агрегата ЯМЗ, как на картере коробки передач, так и в местах крепления виброизолирующих опор приблизительно 2 раза.

4. Установлено, что максимальные значения амплитуд виброускорений наблюдаются не только на номинальном режиме и режиме максимального крутящего момента, в

связи с чем расчет должен проводиться на различных режимах не только внешней скоростной характеристики, но и частичных скоростных характеристик.

Основные положения диссертации опубликованы:

в журналах, входящих в перечень ВАК РФ:

1. **Новиков, Д.С.** Снижение виброактивности силового агрегата автомобиля за счет выбора оптимального порядка работы цилиндров [Текст] / Д.С. Новиков, А.И. Яманин // Научно – технический вестник Поволжья . – 2011. - №1. – с. 157-159.

2. **Новиков, Д.С.** Изменение параметров вибрации силового агрегата на различных режимах его работы [Текст] / Д.С. Новиков // Грузовик. – 2011. - №4. – с.6-9.

3. **Яманин, А.И.** Развитие метода анализа вибрационного состояния транспортных дизелей [Текст] / А.И. Яманин, Д.С. Новиков // Автомобильная промышленность. – 2011. - №8. – с.11-13.

4. **Новиков, Д.С.** Изменение параметров вибрации силового агрегата на частичных скоростных режимах [Текст] / Д.С. Новиков // Грузовик. – 2011. - №6. – с. 7-10.

5. **Новиков, Д.С.** Вибрация автомобильного силового агрегата [Текст]/ Д.С. Новиков, А.И. Яманин// Труды НАМИ, вып. №250 – М: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». – с. 50-62.

6. **Новиков, Д.С.** Влияние навесных агрегатов на параметры вибрации энергетической установки автомобиля [Текст]/ Д.С. Новиков, А.И. Яманин// Известия ВолгГТУ. Выпуск 4. Серия Процессы преобразования энергии и энергетические установки. – 2012. - №4. – с.57-59.

в материалах конференций:

7. **Новиков, Д.С.** Влияние степени детализации конечно-элементных моделей транспортного двигателя на собственные частоты и формы колебания картера коробки [Электронный ресурс] // Материалы 8-ой конференции пользователей программного обеспечения CADFEM GmbH / Д.С. Новиков, С.М. Шилов. - М.; CADFEM GmbH, 2008 – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

8. **Новиков, Д.С.** О модальном анализе силового агрегата [Текст] // 4-е Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в транспортном комплексе: тезисы докладов научно-технической конференции. / МАДИ (ГТУ) – Москва 2009. С. 73-74.

9. **Новиков, Д.С.** Применение гармонического анализа для определения резонансных частот силового агрегата автомобиля [Текст] // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-23:сб. трудов XXIII Междунар. научн. конф. в 12 т. Т.4 Секция 4/под. общ. ред. В.С. Балакириева. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2010. С.125-126.

10. **Новиков, Д.С.** Изменение параметров вибрации транспортного силового агрегата на различных режимах его работы [Текст] // сб. научных трудов Международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана / под. ред. Н.А. Иващенко, В.А. Вагнера, Л.В. Грехова – М.:МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010 С. 84-87.

11. **Новиков, Д.С.** Изменения параметров вибрации навесных агрегатов при работе двигателя на режимах внешней скоростной характеристики [Текст] //5-е Луканиские чтения. Решение энергоэкологических проблем в транспортном комплексе: тезисы докладов научно-технической конференции./ Д.С. Новиков. – М., МАДИ (ГТУ), 2011 С. 175-176.

12. **Новиков, Д.С.** Изменение параметров вибрации транспортного силового агрегата при работе двигателя на нагрузочных режимах [Текст] // 5-е Луканиские чтения. Решение энергоэкологических проблем в транспортном комплексе: тезисы докладов научно-технической конференции./ Д.С. Новиков, И.П. Шубин. - М., МАДИ (ГТУ), 2011 С. 176-177.

13. **Новиков, Д.С.** Анализ виброактивности силового агрегата по его переходным процессам [Текст] / Д.С. Новиков, А.И. Яманин, Павлинов С.В. // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-24: сб. трудов XXIV Междунар. научн. конф. в 10 т. Т.5 Секция 5/под. общ. ред. В.С. Балакириева. – Киев: Национальный технический университет Украины «КПИ», 2011. С 116-118.

14. **Новиков, Д.С.** Анализ вибрации силового агрегата транспортного средства [Текст]/ Д.С. Новиков //Будущее машиностроения России: сб. тр. Всерос. конф. молодых ученых и специалистов. Москва 26-29 сентября. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. С.164-166.

15. **Новиков, Д.С.** Анализ вибрации силовых агрегатов на базе V-двигателей ЯМЗ [Электронный ресурс]/ Материалы 5-ой конференции Будущее машиностроения России/ Д.С. Новиков. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Подписано в печать 24.10.2013г. Формат 60х90, 1/16.
Объем 1,0 п.л. Тираж 100 экз. Заказ №

Отпечатано в ООО «Аппарель полиграфия».
150040 г. Ярославль, Октября проспект, д. 42А