

ЗАКЛЮЧЕНИЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО СОВЕТА Д 002.059.06,
СОЗДАННОГО НА БАЗЕ ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
БЮДЖЕТНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ НАУКИ ИНСТИТУТА
МАШИНОВЕДЕНИЯ ИМ. А.А. БЛАГОНРАВОВА РОССИЙСКОЙ
АКАДЕМИИ НАУК МИНИСТЕРСТВА НАУКИ И ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ РФ, ПО ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЁНОЙ
СТЕПЕНИ ДОКТОРА НАУК

аттестационное дело № _____

решение диссертационного совета от 24.09.2020 г. №7

О присуждении Полякову Юрию Анатольевичу, гражданину РФ, учёной степени доктора технических наук.

Диссертация «Динамический анализ комплексных виброзащитных систем транспортных средств» по специальности 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры (технические науки) принята к защите 12.02.2020 г. (протокол заседания № 5) диссертационным советом Д 002.059.06, созданным на базе Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук Министерства науки и высшего образования РФ, 119334, г. Москва, ул. Бардина, д. 4; приказ о создании № 126/нк от 22.02.2017 г.

Соискатель Поляков Юрий Анатольевич, 1976 года рождения.

Диссертацию на соискание учёной степени кандидата технических наук «Оценка влияния параметров элементов подвесок на вибронгруженность автобусов» защитил в 2002 году, в диссертационном совете, созданном на базе ГОУ ВПО «Московский государственный индустриальный университет», по специальностям: 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, 05.05.03 – Колёсные и гусеничные машины.

В 2014 году окончил докторантуру (очная форма обучения) ФГБОУ ВПО «Московский государственный индустриальный университет» по специальности 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры.

Работает доцентом кафедры инжиниринга технологического оборудования в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» Министерства науки и высшего образования РФ.

Диссертация выполнена на кафедре «Динамика, прочность машин и сопротивление материалов» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский политехнический университет» Министерства науки и высшего образования РФ.

Научный консультант – доктор технических наук, старший научный сотрудник Карцов Сергей Константинович, ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», кафедра «Строительная механика», профессор кафедры.

Официальные оппоненты:

Муницын Александр Иванович, доктор технических наук, доцент, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», профессор кафедры робототехники, мехатроники, динамики и прочности машин;

Погорелов Дмитрий Юрьевич, доктор физико-математических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный технический университет», профессор, руководитель лаборатории вычислительной механики кафедры «Механика и динамика и прочность машин»;

Енаев Александр Андреевич, доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Псковский государственный университет», заведующий кафедрой автомобильного транспорта

дали положительные отзывы на диссертацию.

Ведущая организация – Акционерное общество «Всероссийский научно-исследовательский институт транспортного машиностроения», г. Санкт-Петербург, в своём положительном отзыве, подписанном заместителем директора по качеству и информационным технологиям, к.т.н., доц. Куртцем Дмитрием Владимировичем, а также начальником лаборатории ходовой части, д.т.н., с.н.с. Рождественским Сергеем Владимировичем, и утверждённом генеральным директором, к.т.н. Свиридовым Антоном Петровичем указала, что диссертация представляет собой законченную научно-квалификационную работу и содержит решение актуальной научно-технической проблемы, имеющей важное прикладное и хозяйственное значение, что расширило возможности прогнозирования виброн нагруженности конструкций транспортных средств и позволило осуществлять выбор рациональных параметров виброзащитных систем на этапах проектирования по результатам динамического анализа параметров многозвенных виброзащитных систем, основанного на рассмотрении комплексного пространственного взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, с учётом детализации элементов виброзащитных систем и совершаемых ими больших перемещений в составе нелинейных динамических моделей транспортных средств при случайных и импульсных дорожных воздействиях.

В то же время, был сделан ряд замечаний.

1. В процессе совершенствования разработанных динамических моделей транспортных средств следует рассмотреть возможность учета вибровоздействия на систему «водитель-поддрессоренное сиденье» работы

двигателя и трансмиссии машины, что позволит обеспечить дальнейшее уточнение характеристик вибронагруженности на частотах свыше 10-15 Гц и определить источники возникновения вибрации.

2. При включении подсистемы «человек-поддрессоренное сиденье» в пространственные динамические модели рассматриваемых транспортных средств не учитывается взаимодействие водителя с органами управления транспортным средством. Представляет интерес динамический анализ локальных вибраций в местах контакта рук и ног человека с органами управления и их сопоставление с результатами экспериментальных замеров.

Вместе с тем в отзыве отмечено, что приведенные замечания не снижают ценности работы и могут быть учтены при дальнейших исследованиях.

Соискатель имеет 112 опубликованных работ, в том числе по теме диссертации опубликованы 62 работы, из них 27 работ в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ для публикации основных научных результатов диссертации, 3 статьи в базах данных Scopus и Web of Science, 1 монография, 22 работы в сборниках конференций, 9 работ в периодических изданиях. Общий объём работ составляет 44 п.л. Авторский вклад составляет в среднем 80 %. В диссертации отсутствуют недостоверные сведения о работах, опубликованных соискателем учёной степени.

Наиболее значимые работы:

1) Polyakov Yu.A. Estimation of the vibration loading vehicle with pneumohydraulic suspensions / A.S. Gorobtsov, S.K. Kartsov, Yu.A. Polyakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – V. 177. № 012086. doi: 10.1088/1757-899X/177/1/012086 (Scopus, Web of Science).

2) Polyakov Yu.A. Assessment of the vehicle vibration loading with taking into account the dynamic stiffness of the leaf spring // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – V. 537. № 032099. doi: 10.1088/1757-899X/537/3/032099 (Scopus).

3) Polyakov Yu.A. The choice of rational stiffness joints parameters of the cabin suspension levers in the vehicle // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – V. 560. № 012151. doi: 10.1088/1757-899X/560/1/012151 (Scopus, Web of Science).

4) Поляков Ю.А. Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учётом больших движений твёрдых тел / А.С. Горобцов, С.К. Карцов, Ю.А. Поляков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2013. – Вып. 6. – Ч. 1. – С. 102 – 115.

5) Поляков Ю.А. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей / А.С. Горобцов, С.К. Карцов, А.Е. Плетнёв, Ю.А. Поляков: Монография. – М.: Машиностроение, 2011. – 463 с.

На диссертацию и автореферат поступили отзывы:

положительный отзыв от к.т.н. Абдулова Сергея Владимировича, главного конструктора АО «Специальное конструкторское бюро машиностроения» (г. Курган) и Нефёдова Александра Васильевича, начальника отдела инженерных расчётов АО «СКБМ», без замечаний.

положительный отзыв от д.т.н., доц. Савкина Алексея Николаевича, профессора кафедры «Сопrotивление материалов» ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», содержит замечание: «Не проводится представляющий интерес динамический анализ усилий в шарнирных соединениях на элементы рычажных механизмов виброзащитных систем, на конструкции несущих систем и кузовов с целью оценки их напряжённо-деформированного состояния».

положительный отзыв от д.т.н., проф. Кузнецовой Виктории Николаевны, профессора кафедры «Эксплуатация и сервис транспортно-технологических машин и комплексов в строительстве» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», содержит замечание: «Из автореферата осталось неясным,

каковы направления и перспективы дальнейшего развития темы исследования».

положительный отзыв от члена-корреспондента РАН, д.т.н., проф. Годжаева Захида Адыгезаловича, заместителя директора по инновационной и внедренческой деятельности Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Федеральный агроинженерный научный центр «ВИМ», содержит замечание: «Рассматривалось перемещение транспортных средств по дорожным поверхностям с твёрдым покрытием. Разработка адекватной модели взаимодействия колёсного движителя с деформируемым грунтом является сложной и до конца не решённой проблемой. В связи с этим, при дальнейших исследованиях следует осуществить динамический анализ характеристик вибронагруженности при движении транспортного средства по деформируемому грунту.».

положительный отзыв от д.т.н. Трифонова Олега Владимировича, начальника лаборатории научно-методического и нормативного обеспечения проектирования газопроводов ООО «Газпром ВНИИГаз», содержит замечание: «Не рассматривается влияние анализируемых виброзащитных систем на прочностные и ресурсные характеристики транспортных средств при интенсивных динамических воздействиях».

положительный отзыв от д.т.н., проф. Борисевича Владимира Борисовича, декана конструкторско-механического факультета ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), содержит замечание: «Рассматривается только кинематическое возбуждение со стороны дороги и не учитываются влияния гармоник дисбаланса колёс, которые могут проявляться при движении с повышенными скоростями по дорогам с покрытием высокого качества».

положительный отзыв от д.т.н., проф. Шимановского Александра Олеговича, заведующего кафедрой «Теоретическая физика и теоретическая механика» Белорусского государственного университета транспорта, содержит замечания: «1) При описании разработанной автором теории

моделирования встречается некорректное использование терминологии, например на стр. 13 указано «инерция тела считается сосредоточенной в узлах рассматриваемой конечно-элементной модели упругого тела», в то время, как в данном контексте речь идёт не об инерции, а о массе (инерция – свойство тел сохранять состояние покоя или движения); на стр. 14 отмечается «наличие внутреннего демпфирования упругой системы не обуславливает взаимодействия между собственными формами её колебаний без демпфирования»; здесь неясно, каким образом внутреннее демпфирование, которое не учитывается при анализе колебаний без демпфирования, может влиять на такие колебания; 2) Наличие точек ветвления A и C на гистерезисной характеристике, представленной на Рис.3а, приводит к сложностям численного моделирования динамических процессов в случаях, когда деформации рессор незначительно изменяются в окрестностях этих точек, что соответствует переключению с участка ABC на CDA и обратно. В автореферате отсутствует информация о том, каким образом обеспечивалась сходимость и точность численного интегрирования в таких случаях; 3) Как следует из автореферата, в процессе выполнения работы анализировались главным образом колебания, соответствующие движению автомобиля с постоянной скоростью, а также случай равнозамедленного движения автомобиля (Рис.18). Из текста неясно, выполнялся ли анализ колебаний транспортного средства в случаях его экстренного торможения при непостоянных касательных силах трения колёс с дорогой или иных переходных процессов движения; 4) При анализе колебаний транспортного средства с водителем представляют интерес не только колебания сидения (Рис.27–31), но и частей человеческого тела, однако информация о них отсутствует.».

положительный отзыв от д.т.н., доц. Ишина Николая Николаевича, начальника НТЦ «Карьерная техника» Объединённого института машиностроения Национальной академии наук Беларуси, содержит замечания: «1) В пояснении к системе уравнений (1) указывается, что

матрица A состоит из переменных коэффициентов уравнений кинематических связей. Такие связи в аналитической механике носят название неголономных связей. Используемый в системе (1) вектор множителей Лагранжа λ может применяться только для определения реакций голономных связей; 2) Во второй главе, посвящённой новому методу формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств, не приводится поясняющий этот метод конкретный пример составления уравнений системы (1); 3) Не проанализировано, насколько влияют параметры подвески силового агрегата на вибронагруженность других конструкций транспортного средства.».

положительный отзыв от заслуженного деятеля науки РФ, д.т.н., проф. Елисеева Сергея Викторовича, советника при ректорате по научной работе ФГБОУ ВО «Иркутский государственный университет путей сообщения», содержит замечание: «Оно связано с не очень удачной компоновкой материала, который, по существу, отображает степень готовности решения ряда задач из списка поставленных проблем при постановке цели; хотя работа содержит много интересных предложений и идей, о которых могла бы быть дана информация».

положительный отзыв от д.т.н. Тяпина Александра Георгиевича, главного специалиста архитектурно-строительного бюро комплексного проектирования (БКП-2) АО «Атомэнергопроект», содержит замечания: «1) Не пояснено происхождение порога частот для усечения числа «податливых» форм, учитываемых в расчете. Приведенное в тексте число 20 или 30 никак не связывается в автореферате ни с накоплением модальных масс, ни с частотным диапазоном воздействия, ни с относительной важностью того или иного частотного диапазона; 2) Обращение к случайным процессам для нелинейных систем, упомянутых в автореферате, подразумевает статистическое моделирование во временном диапазоне. Однако, автор вместо этого просто использовал натурную запись одной реализации воздействия (неровностей дороги). Это вполне допустимо, только тогда не

надо было писать в автореферате про случайные процессы; 3) Если учет геометрической нелинейности (больших углов поворота) заявлен как одно из главных достижений, то автору, на мой взгляд, следовало бы привести сравнение результатов, полученных без учета и отдельно с учетом этой нелинейности, в сопоставлении с имеющимися экспериментальными результатами. Когда вводится в рассмотрение дополнительный новый эффект, должна быть продемонстрирована его важность – его учет должен приблизить расчетные результаты к экспериментальным; 4) Вывод автора об «вполне приемлемой сходимости» результатов расчетов с экспериментом требует дополнительных пояснений. Так, на рис.8а на втором («промежуточном») резонансе разница между экспериментальной кривой 3 и расчетной кривой 4 достигает восьми раз. На третьем резонансе виден явный сдвиг частот в расчетах по сравнению с экспериментом. Еще хуже ситуация на рис.8,б, где промежуточный резонанс в расчетах просто «провален», тогда как в эксперименте он есть. Сопоставление расчета с экспериментом на рис.20 показывает, что даже в районе 3 Гц, где податливость элементов не играет существенной роли, результаты расчета не «ловят» эксперимент даже качественно. Где в таком случае критерии «приемлемости сходимости»? 5) Вызывает вопросы комментарий к рис.12. Автор дипломатично пишет, что «наибольший эффект ... приходится на диапазон частот 2,5...6 Гц». Однако из рис.12 следует, что в диапазоне до 2,5 Гц эффект не просто не «наибольший», а обратный, причем в несколько раз! В такой ситуации общий вывод о применимости предложенной конструкции не очевиден и должен быть специально обоснован. В автореферате имеется ряд описок и неудачных выражений. Так, в представлении матрицы собственных форм в виде объединения матриц «жестких» и «податливых» форм $\Phi=(\Phi_1\Phi_2)$ транспонирование не нужно; вместо условия ортогональности собственных форм выписаны условия ортонормированности по массе; выражение «частота колебаний, приведенная к колесу» явно жаргонное.»

положительный отзыв от д.т.н., ведущего научного сотрудника лаборатории мехатроники Института проблем машиноведения РАН (г. Санкт-Петербург) Свяженинова Евгения Дмитриевича, содержит замечания: «1) Как изменяются спектральные характеристики вертикальных динамических прогибов рессоры при увеличении коэффициентов сопротивления амортизатора, установленного в подвеске автомобиля-фургона с малолитровой рессорой? 2) При каких граничных условиях рассматривались собственные колебания отдельных деформируемых систем транспортных средств?».

положительный отзыв от д.т.н., проф. Гордеева Бориса Александровича, главного научного сотрудника лаборатории волновой динамики и виброзащиты машин Института проблем машиностроения РАН – филиала Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики Российской академии наук» (г. Нижний Новгород), содержит замечание: «Следует указать на целесообразность учёта вибраций конструкций транспортных средств от двигателя, вызванных неравномерностью крутящего момента».

Выбор официальных оппонентов и ведущей организации обосновывается их широкой известностью своими достижениями в данной отрасли науки, направлениями их научных исследований, высокой компетентностью в области проектирования и исследования динамики виброзащитных систем транспортных средств, значительным количеством научных публикаций по тематике диссертационного исследования в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов, а также входящих в международные базы данных Scopus, Web of Science, и, таким образом, способностью определить научную и практическую ценность диссертации, а также отсутствием совместных проектов и печатных работ.

Диссертационный совет отмечает, что на основании выполненных соискателем исследований:

Разработано решение актуальной научно-технической проблемы, имеющей важное хозяйственное значение и связанной со значительным с расширением возможностей прогнозирования вибронагруженности конструкций транспортных средств, а также выбором рациональных параметров виброзащитных систем на этапах проектирования, по результатам динамического анализа параметров многозвенных виброзащитных систем. Указанный анализ основан на рассмотрении комплексного пространственного взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, с учётом детализации элементов виброзащитных систем и совершаемых ими больших перемещений в составе нелинейных динамических моделей транспортных средств при случайных и импульсных дорожных воздействиях.

Предложен и программно реализован новый метод формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств. В отличие от известных методов, в состав динамической модели включаются элементы виброзащитных систем с учётом специфики их геометрических параметров и установки в составе транспортного средства, тщательной проработки особенностей направляющего аппарата и креплений к объектам виброзащиты и элементам несущих систем (раме, кабине или каркасу кузова). Это позволило впервые, на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, то есть с точным описанием угловой ориентации тел, без допущения о малости углов их поворота:

– осуществить подробный спектральный анализ влияния параметров элементов виброзащитных систем на вибронагруженность транспортных средств при перемещении по случайным дорожным неровностям, а также анализ временных реализаций вертикальных ускорений и вертикальных относительных ходов подвесок при импульсном дорожном воздействии, с учётом особенностей взаимного динамического воздействия элементов подвесок, несущих конструкций, неподрессоренных и поддрессоренных масс;

- на стадии проектирования, имея лишь статические характеристики элементов виброзащитных систем и шин, обеспечивать формирование их динамических характеристик, при которых жёсткость адаптационно изменяется в зависимости от амплитуды внешнего возмущения и ширины петли гистерезиса;
- учитывать нелинейности характеристик упругих и демпфирующих элементов, обеспечиваемые кинематикой элементов направляющего аппарата подвесок транспортного средства, кабины и сиденья;
- учитывать влияние деталей крепления упругих, демпфирующих и направляющих элементов подвесок, а также опор-виброизоляторов кузова и силового агрегата на изменение характера вибронагруженности конструкции транспортного средства, проявляющихся на частотах свыше 10 Гц, что позволяет ещё на стадии проектирования предотвратить появление характерных спектральных пиков, в несколько раз превышающих общий уровень спектра и подобрать рациональные упругодемпфирующие характеристики указанных элементов;
- исследовать воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на характер вибронагруженности транспортного средства с учётом комплексного характера их взаимодействия с неподрессоренными массами и другими подсистемами, проявляющееся на частотах свыше 10 Гц;
- ещё на этапе проектирования зафиксировать возможность появления S-образного продольного изгиба рессор при разгоне и торможении транспортного средства и, в целях его предотвращения, подобрать рациональные геометрические параметры продольных реактивных штанг и координаты мест их установки;
- построить и при необходимости скорректировать кинематические характеристики подвесок при разгоне и торможении транспортного средства, проверив обеспечение допускаемых углов продольно-углового крена поддрессоренных масс.

Предложен и программно реализован новый метод формирования динамических моделей кабин при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств. В отличие от известных, при которых крепление кабины к раме или не учитывали вообще, или моделировали с помощью линейных пружин с параллельным включением линейных демпферов или без них, предложенный метод позволяет принимать во внимание геометрические особенности направляющего аппарата, расположения амортизаторов и упругих элементов, наличие стабилизатора в составе подвески кабины с учётом упругодемпфирующих свойств деталей крепления элементов подвески кабины. Это дало возможность впервые, на стадии проектирования:

- оценить влияние наличия упругого крепления передней части кабины по сравнению с вариантом её жёсткого крепления, в особенности, наблюдаемое на частотах свыше 10 Гц;
- исследовать воздействие угловой жёсткости стабилизатора и жесткостных параметров шарниров рычагов подвески кабины на вибронагруженность конструкции самой кабины и сиденья водителя, заметно проявляющееся на частотах свыше 7 Гц.

Предложен и программно реализован новый метод формирования динамических моделей подсистем «человек – подрессоренное сиденье», который, в отличие от известных, позволяет учитывать:

- взаимодействие в составе пространственной модели транспортного средства подрессоренных масс человека, сиденья и элементов направляющего аппарата подвески сиденья, с учётом динамического изменения жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья в зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия; нелинейностей характеристик демпфирования подвески, подушки и спинки сиденья; включения ограничительных буферов подушки и подвески сиденья;
- уточнение представления упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье, позволившее сформировать

экспериментально подтверждённый второй максимум графика модуля передаточной функции подрессоренного сиденья, соответствующий собственным колебаниям внутренних органов человека и расположенный в диапазоне 6...8 Гц; увеличить в 2 раза, максимально приблизив к экспериментальным данным, ординату второго резонансного максимума и сформировать соответствующий межрезонансный пик графика спектральной плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья и его остова. Это дало возможность ещё на этапе проектирования проанализировать влияние параметров подвески и подушки сиденья, принимая во внимание сложный характер взаимодействия подсистемы «человек – подрессоренное сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства.

Предложен метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе пространственной динамической модели транспортного средства. Это позволило учесть влияние упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на вибронагруженность транспортного средства, с учётом комплексного характера их взаимодействия с элементами виброзащитных систем и подсистемами, входящими в состав динамической модели транспортного средства.

Предложены новые пространственные многозвенные динамические модели виброзащитных систем (подвесок транспортных средств, кабин, сидений водителя; систем виброизоляции кузова и силового агрегата) на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, с учётом нелинейностей гистерезисных динамических характеристик, с применением подробной детализации геометрических особенностей направляющих аппаратов подвесок, обеспечивающей уточнение кинематики, а также с учётом жесткостных и демпфирующих свойств шарнирных соединений.

Предложены новые пространственные динамические модели ряда транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, с учётом специфики конструкций несущих систем и тщательной проработкой особенностей элементов виброзащитных систем всех уровней; с учётом, при необходимости, деформируемости несущих систем (рам, кузовов, кабин), а также поглощающей и сглаживающей способностей шин. Детальная проработка в моделях элементов систем виброзащиты позволила, имея лишь статические характеристики этих элементов, полученные в ходе стендовых испытаний, достоверно прогнозировать вибронагруженность конструкции транспортного средства на этапе проектирования, ещё до создания опытных образцов.

Предложены новые результаты по оценке вибронагруженности и выбору рациональных параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств при перемещении по случайным и импульсным дорожным неровностям, на основе которых выработаны рекомендации по их проектированию и дальнейшему совершенствованию.

Доказаны: перспективность использования разработок соискателя; научная и практическая значимость новых результатов динамического анализа виброзащитных систем ряда транспортных средств.

Введено системное представление о комплексном характере пространственных колебаний транспортных средств при случайных и импульсных внешних воздействиях, с учётом динамического взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций.

Теоретическая значимость исследования обоснована тем, что: применительно к проблематике диссертации результативно (эффективно, то есть с получением обладающих новизной результатов) использован комплекс существующих базовых методов исследования, в том числе методы динамики пространственных механических систем, теории колёсных машин, численные методы решения систем дифференциальных

уравнений, методы математической статистики, метод конечных элементов, экспериментальные методы исследования вибронгруженности транспортных средств;

изложены новые результаты динамического анализа параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств;

раскрыты новые возможности для динамического анализа влияния параметров элементов виброзащитных систем на вибронгруженность транспортных средств на основе рассмотрения ряда задач, полноценное решение которых ранее, на этапе проектирования, было весьма затруднительно и осуществлялось лишь в процессе анализа результатов дорожных испытаний опытных образцов и экспериментальной доводки их конструкций, что отражалось на существенном повышении стоимости работ:

– благодаря детализации особенностей направляющих аппаратов подвесок транспортного средства, кабины и сиденья в сочетании с применением дифференциальных уравнений больших перемещений тел, удалось подробно проанализировать вибронгруженность транспортных средств при перемещении по участкам с высоким уровнем случайного внешнего воздействия, а также при переезде импульсных неровностей, в условиях значительных линейных и угловых относительных перемещений элементов виброзащитных систем;

– выполнен динамический анализ влияния на вибронгруженность транспортных средств параметров элементов систем виброзащиты с учётом их динамических жёсткостей, взаимного динамического воздействия элементов подвесок, несущих конструкций, неподрессоренных и поддрессоренных масс, а также особенностей конструкций направляющих аппаратов подвесок;

– включение новых динамических моделей подсистемы «водитель – поддрессоренное сиденье» позволило на более высоком уровне подойти к вопросу оценки и динамического анализа вибронгруженности рабочих мест водителей, проанализировав влияние параметров подвески и подушки

сиденья с учётом сложного характера взаимодействия подсистемы «человек – сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства;

– сделана проверка появления S-образного продольного изгиба рессор при разгоне и торможении с помощью новой многозвенной модели рессоры, с учётом особенностей её установки и деталей крепления, что позволило ещё на этапе проектирования предпринять меры по его устранению путём выбора рациональных геометрических параметров продольных реактивных штанг и координат мест их установки;

– получены и проанализированы кинематические характеристики подвесок при разгоне и торможении транспортного средства, в целях обеспечения допустимых углов продольно-углового крена подрессоренных масс;

– детальная проработка модели виброзащитной системы кабины с уточнённым представлением её элементов и их включение в состав пространственной динамической модели грузового автомобиля позволила осуществить подробный динамический анализ параметров подвески кабины;

– выполнена оценка влияния жесткостных параметров сайлент-блоков рычагов подвесок, а также опор-виброизоляторов кузова, на вибронагруженность конструкции транспортного средства;

– исследовано влияние сухого и вязкого трения в элементах виброзащитных систем с нелинейными упругодемпфирующими характеристиками;

– построены и проанализированы нелинейные гистерезисные статические характеристики вертикальной и поперечно-угловой упругостей подвесок, приведённых к колесу, то есть с учётом геометрических нелинейностей, обеспечиваемых направляющим аппаратом, влияния особенностей установки упругого элемента, амортизатора и стабилизатора, деталей крепления и включения ограничителей ходов, а также радиальной и боковой податливостей шин;

изучено влияние параметров элементов виброзащитных систем на вибронагруженность транспортных средств;

проведена модернизация программной системы ФРУНД (формирование и решение уравнений нелинейной динамики) в связи с включением в неё разработанных динамических моделей виброзащитных систем и транспортных средств, а также новых программ имитационного моделирования и динамического анализа виброзащитных систем.

Значение полученных соискателем результатов исследования для практики подтверждается тем, что:

разработаны и внедрены новые методы, научные результаты и выводы в области исследования и проектирования виброзащитных систем, использованные в процессе создания конструкций многоуровневых систем виброзащиты (подвесок транспортных средств, кабин и сидений) ряда транспортных средств;

определены возможности и целесообразность использования разработанных динамических моделей виброзащитных систем и транспортных средств для ряда машиностроительных предприятий;

созданы программы имитационного моделирования и динамического анализа виброзащитных систем, позволившие осуществить адаптацию программного комплекса ФРУНД к расчётам динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств с учётом больших перемещений тел;

представлены новые практические рекомендации по выбору рациональных параметров элементов виброзащитных систем транспортных средств и их дальнейшему совершенствованию.

Оценка достоверности результатов исследования выявила:

Для экспериментальных работ результаты получены на сертифицированном оборудовании, в соответствии с общепринятыми методиками, с учётом действующих стандартов на испытания виброзащитных систем и по определению показателей вибронегруженности транспортных средств;

теория построена на проверенных исходных данных и согласуется с опубликованными результатами по теме диссертации; аналитические результаты соответствуют данным экспериментальных исследований и согласуются с практикой оценки параметров виброзащитных систем, а также подтверждаются практическим применением в конструкциях виброзащитных систем современных транспортных средств;

идея базируется на обобщении современного опыта проектирования виброзащитных систем и прогнозирования вибронагруженности транспортных средств с использованием научных методов динамики пространственных механических систем; на возможности решения поставленных задач на основе разработанных методов формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем, кабин, подсистем «человек – поддресоренное сиденье»;

использованы опубликованные научно-методические положения по оценке виброзащитных систем на этапах проектирования; результаты сравнительных исследований колебаний конструкций транспортных средств;

установлено: выводы и рекомендации вполне аргументированы, имеют глубокое научное обоснование и вытекают из результатов исследования;

использованы современные методики сбора и обработки экспериментальных данных по оценке влияния параметров виброзащитных систем на вибронагруженность транспортных средств.

Личный вклад соискателя состоит в:

– формировании общей концепции исследований, постановке цели и задач диссертационной работы;

– разработке методов построения и расчёта пространственных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел;

– проектировании и совершенствовании виброзащитных систем, являющихся объектами исследования;

– участии в стендовых и дорожных испытаниях транспортных средств; получении характеристик элементов виброзащитных систем при проведении стендовых испытаний;

– обработке и анализе полученных экспериментальных данных по вибронагруженности конструкций ряда транспортных средств;

– построении и отладке новых пространственных динамических моделей ряда транспортных средств, а также новых моделей виброзащитных систем и подсистем «человек – сиденье»;

– получении и анализе новых результатов по оценке вибронагруженности ряда транспортных средств, выработке на их основе рекомендаций по выбору рациональных параметров виброзащитных систем, их проектированию и дальнейшему совершенствованию при перемещении транспортных средств по случайным и импульсным дорожным неровностям;

– апробации и реализации результатов исследования; подготовке всех публикаций по выполненной работе.

Диссертация Полякова Ю.А. соответствует требованиям Положения, предъявляемым к докторским диссертациям. Она является законченной научно-квалификационной работой, в которой решена актуальная научно-техническая проблема, имеющая важное хозяйственное значение и связанная со значительным расширением возможностей прогнозирования вибронагруженности конструкций транспортных средств, а также выбором рациональных параметров виброзащитных систем на этапах проектирования, по результатам динамического анализа параметров многозвенных виброзащитных систем. Указанный анализ основан на рассмотрении комплексного пространственного взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, с учётом детализации элементов виброзащитных систем и совершаемых ими больших перемещений в составе нелинейных динамических моделей транспортных средств при случайных и импульсных дорожных воздействиях.

Тема и содержание диссертации соответствуют Паспорту научной специальности 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры (технические науки), а именно п. 9 – «Математическое моделирование поведения технических объектов и их несущих элементов при статических, динамических, тепловых, коррозионных и других воздействиях» и п. 10 – «Методы нахождения оптимальных и/или рациональных конструктивных решений, включая выбор материалов, силовых схем, размеров и т.п.».

На заседании 24.09.2020 г. диссертационный совет принял решение присудить Полякову Ю.А. учёную степень доктора технических наук.

При проведении тайного голосования диссертационный совет в количестве 18 человек, из них 17 докторов наук по специальности 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры (технические науки), участвовавших в заседании, из 19 человек, входящих в состав совета, проголосовали: за – 17, против – 0, недействительных бюллетеней – 1.

Председатель

диссертационного совета,
академик РАН, д.т.н., профессор

Р.Ф. Ганиев

Учёный секретарь
диссертационного совета, к.т.н.

Г.Н. Гранова

24.09.2020 г.

