



Научно-технический журнал

Издается с 2003 года
Выходит четыре раза в год

№ 3(30) 2010
Июль-Сентябрь

Мир транспорта и технологических машин

Учредитель – государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Орловский государственный технический университет»

Редакционный совет:

Голенков В.А. д-р техн. наук, проф.,
председатель

Радченко С.Ю. д-р техн. наук, проф.,
зам. председателя

Борзенков М.И. канд. техн. наук, доц

Астафичев П.А. д-р юр. наук, проф.

Иванова Т.Н. д-р техн. наук, проф.

Колчунов В.И. д-р техн. наук, проф.

Константинов И.С. д-р техн. наук,
проф.

Новиков А.Н. д-р техн. наук, проф.

Попова Л.В. д-р экон. наук, проф.

Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф.

Главный редактор:

Новиков А.Н. д-р техн. наук, проф.

Зам. главного редактора:

Катунин А.А. канд. техн. наук

Редколлегия:

Агуреев И.Е. д-р техн. наук, проф.

Бондаренко Е.В. д-р техн. наук, проф.

Глаголев С.Н. д-р экон. наук, проф.

Дидманидзе О.Н. д-р техн. наук, проф.

Корчагин В.А. д-р техн. наук, проф.

Лапин А.П. д-р техн. наук, проф.

Пучин Е.А. д-р техн. наук, проф.

Ременцов А.Н. д-р пед. наук, проф.

Родионов Ю.В. д-р техн. наук, проф.

Сазонов С.П. канд. техн. наук, проф.

Ушаков Л.С. д-р техн. наук, проф.

Ответственный за выпуск:

Акимова И.В.

Адрес редколлегии:

302030, г. Орел, ул. Московская, 77

(4862) 73-43-50

www.ostu.ru

E-mail: sirm@ostu.ru, srmostu@mail.ru

Зарегистрировано в Федеральной службе
по надзору в сфере связи и массовых
коммуникаций.

Свидетельство: ПИ № ФС77-35717

от 24.03.2009г.

Подписной индекс: 16376

по объединенному каталогу «Пресса
России»

© ОрелГТУ, 2010

Содержание

Эксплуатация, ремонт, восстановление

<i>А.С. Бодров, В.В. Недолужко</i> Влияние способа подготовки поверхности на адгезию лакокрасочной пленки.....	3
<i>А.Л. Севостьянов, М.С. Матвеев, М.Н. Уливанов</i> Защита от коррозии деталей автомобильных кондиционеров.....	8
<i>В.В. Жуков, А.В. Мавлобердинова</i> Исследование факторов, влияющих на качество услуг предприятий автомобильного сервиса.....	12
<i>Е.В. Бондаренко, А.А. Филиппов, В.А. Морозов</i> К методике прогнозирования работоспособности редуктора-испарителя.....	16
<i>А.А. Бабошин, В.С. Мальцев</i> Методика комплексного диагностирования ДВС.....	22
<i>В.В. Волошко, И.И. Салахов</i> Модуль автоматических коробок передач.....	27
<i>Г.Г. Мусаелянц, В.А. Корчагин, Е.А. Павленко</i> Научные предпосылки к совершенствованию оборудования для диагностирования бензиновых двигателей.....	32
<i>Д.О. Ломакин, О.В. Чукин</i> Повышение качества сервисных услуг.....	37
<i>А.Н. Новиков, А.А. Катунин, М.Д. Тебекин</i> Проблемы эксплуатации шаровых опор легковых автомобилей.....	42
<i>А.А. Ревин, М.В. Полуэктов, М.Г. Радченко</i> Рабочий процесс АБС и ресурс элементов тормозного привода автомобиля.....	46
<i>Е.В. Сливинский, О.А. Пивоваров, Е.Е. Агафонова</i> Разработка стояночного тормоза для автотракторных прицепов.....	51
<i>Е.В. Бондаренко, А.А. Филиппов, В.А. Морозов</i> Результаты исследования процессов старения мембран редуктора-испарителя.....	58
<i>Л.А. Савин, Е.В. Сливинский, С.Ю. Радин</i> Синтез устройства для повышения устойчивости движения автомобильных поездов.....	62
<i>В.А. Корчагин, Е.В. Сливинский</i> Стабилизатор передней подвески легковых автомобилей.....	68
<i>Е.В. Агеев, А.В. Суслов</i> Техническое перевооружение производственно-технической базы ОГУП «Рыльская автоколонна № 1772».....	73
<i>Е.В. Агеев, Р.А. Латыпов, Б.А. Семенихин, Е.В. Агеева</i> Технологический процесс восстановления деталей автомобилей твердосплавными порошками, полученными из отходов.....	77
<i>Е.В. Сливинский, А.А. Лукин</i> Улучшение маневренности большегрузных автопоездов.....	84

Технологические машины

<i>А.В. Бондаревский</i> К вопросу определения геометрических параметров оборудования для укрепления стенок скважин в водонасыщенных грунтах.....	89
<i>Л.С. Ушаков, Ю.Н. Каманин, Н.Д. Фабричный</i> Перспективы применения гидроударников в качестве рабочих органов технологических машин.....	91
<i>С.П. Баженов, Е.В. Толстых</i> Расчет оптимальной структуры парка специализированной техники, обслуживающей сети водоснабжения, водоотведения и теплоснабжения городов.....	94

Вопросы экологии

<i>В.В. Васильева</i> Автотранспортный шум в городах и его влияние на окружающую среду.....	101
---	-----

Образование и кадры

<i>Т.В. Самойлова</i> Аспекты гуманизации инженерного образования.....	109
<i>Г.В. Букалова</i> Нормирование результата профессионального образования и академические свободы вуза.....	112



The scholarly
journal

A quarterly review

№ 3(30) 2010

July-September

World of transport and technological machinery

Promoter – the state educational institution of higher education
«Orel State Technical University»

Editorial Council:

V.A. Golenkov *Doc.Eng., Prof.*

S.Y. Radchenko *Doc.Eng., Prof.*

Vice-Chairman

M.I. Borzenkov *Can.Eng., Prof.*

P.A. Astafichev, *Doc.Law., Prof.*

T.N. Ivanova, *Doc.Eng., Prof.*

V.I. Kolchunov *Doc.Eng., Prof.*

I.S. Konstantinov *Doc.Eng., Prof.*

A.N. Novikov *Doc.Eng., Prof.*

L.I. Popova *Doc.Ec., Prof.*

Y.S. Stepanov *Doc.Eng., Prof.*

Editor-in-Chief

Novikov A.N. *Doc.Eng., Prof.*

Editor-in-Chief Assistants

Katunin A.A. *Can.Eng.*

Editorial Board:

I.E. Agureyev *Doc.Eng., Prof.*

E.V. Bondarenko *Doc.Eng., Prof.*

S.N. Glagolev *Doc.Ec., Prof.*

O.N. Didmanidze *Doc.Eng., Prof.*

V.A. Korchagin *Doc.Eng., Prof.*

A.P. Lapin *Doc.Eng., Prof.*

E.A. Puchin *Doc.Eng., Prof.*

A.N. Rementsov *Doc.Ped., Prof.*

Y.V. Rodionov *Doc.Eng., Prof.*

S.P. Sazonov *Can.Eng., Prof.*

L.S. Ushakov *Doc.Eng., Prof.*

Person in charge for publication:

I.V. Akimochkina

Editorial Board Address:

302020, Orel, Moskovskaya Str, 77

(4862) 73-43-50

www.ostu.ru

E-mail: sirm@ostu.ru, srmostu@mail.ru

The journal is registered at the Federal
Department for Mass Communication
Supervision

Registration Certificate

ПИ № ФС77- 35717 of March 24 2009

Subscription index: 16376

in a union catalog "The Press of Russia"

© OrelSTU, 2010

Contents

Operation, Repair, Restoration

A.S. Bodrov, V.V. Nedoluzhko Influence of a way of preparation of a surface on adhesion of a paint and varnish film	3
M.S. Matveev, M.N. Ulivanov, A.L. Sevostjanov Protection against corrosion of details of automobile conditioners	8
V.V. Zhukov, A.V. Mavlyuberdinova Research of the factors influencing quality of services of the enterprises of automobile service	12
E.V. Bondarenko, A.A. Filippov, V.A. Morozov To a technique of forecasting of working capacity of a reducer-evaporator	16
A.A. Baboshin, V.S. Malyshev The technique of complex diagnosing EIF.....	22
V.V. Voloshko, I.I. Salahov The module of automatic transmissions.....	27
G.G. Musaeljants, V.A. Korchagin, E.A. Pavlenko Scientific preconditions to perfection of the equipment for diagnosing of petrol engines.....	32
D.O. Lomakin, O.V. Chukin Improvement of quality of service services.....	37
A.N. Novikov, A.A. Katunin, M.D. Tebekin Of a problem of operation of spherical support Cars.....	42
A.A. Revin, M.V. Poluektov, M.G. Radchenko Working process ABC and a resource of elements of a brake drive of the car.....	46
E.B. Slivinsky, O.A. Pivovarov, E.E. Agafonova Working out of a lay brake for autotractor trailers	51
E.V. Bondarenko, A.A. Filippov, V.A. Morozov Results of research of processes of aging of membranes of a reducer-evaporator.....	58
L.A. Savin, E.V. Slivinsky, S.J. Radin Synthesis of the device for increase of stability of movement of automobile trains.....	62
V.A. Korchagin, E.V. Slivinsky The stabilizer of a forward suspension bracket of cars...	68
E.V. Ageev, A.V. Suslov Modernisation of technological base OGUP «The rylsky motorcade № 1772».....	73
E.V. Ageev, R.A. Latypov, B.A. Semenihih, E.V. Ageeva Technological process of restoration of details of cars твердосплавными the powders received from a waste...	77
E.V. Slivinsky, A.A. Lukin Improvement of manoeuvrability of supsize lorry convoys..	84

Technological Machinery

A.V. Bondarevsky To a question of definition of geometrical parameters of the equipment for strengthening of walls of chinks in the water sated earths.....	89
L.S. Ushakov, J.N. Kamanin, N.D. Fabrichnyj Of prospect of application of hydrodrummers as working bodies of technological cars.....	91
S.P. Bazhenov, E.V. Tolstyh Calculation of optimum structure of park of the specialized technics serving networks of water supply, water removal and a heat supply of cities.....	94

Ecological Problems

V.V. Vasiljeva Motor transportation noise in cities and its influence on environment...	101
---	-----

Education and Personnel

T.V. Samojlova Aspects of the humanization of engineering education.....	109
G.V. Bukalova Rationing of result of vocational training and the academic freedom of high school.....	112

УДК 629.331.042

А.С. БОДРОВ, В.В. НЕДОЛУЖКО

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА ПОДГОТОВКИ ПОВЕРХНОСТИ НА АДГЕЗИЮ ЛАКОКРАСОЧНОЙ ПЛЁНКИ

Проведено исследование современных способов подготовки поверхности и их влияния на адгезию слоя лакокрасочного материала к подложке. Рассмотрено воздействие обезжиривателя Henkel, а также препарата для химического травления Feroffos на подложку.

Ключевые слова: подготовка поверхности, адгезия лакокрасочного материала.

The research of current methods for surface preparation and their effect on the adhesion of colour material film to substrate is carried out. The effect of Henkel degreasing matter and also Feroffos matter for chemical etching on a substrate is considered.

Key words: surface preparation, colour material adhesion.

Срок службы автомобиля в значительной мере зависит от коррозионной стойкости всех металлических элементов и, в первую очередь кузова. Уже через 3 - 4 года эксплуатации легковых автомобилей на кузовах обычно возникает 130...150 очагов коррозии общей площадью 150...300 см², а через 5...6 лет начинаются коррозионные разрушения несущих конструкции кузова. Характерно, что свыше 65% очагов коррозии представляют такие её виды, которые в процессе эксплуатации не удаётся полностью приостановить. Как показывают практика и анализ отечественной и зарубежной литературы, именно коррозионные разрушения являются в настоящее время основным видом износа кузовов автомобилей практически всех моделей и фирм.

В настоящее время для окрашивания машин используются комплексные системы покрытий, включающие грунтовки, шпатлевки, композиции для промежуточных и верхних отделочных слоев. Такая структура покрытий предполагает последовательный поэтапный процесс окраски, в который входят предварительная подготовка поверхности металла, грунтование, шпатлевание, нанесение промежуточного и отделочного слоев. Первые два этапа обеспечивают защитные свойства, а последующие – декоративные характеристики покрытия. На каждом этапе окраски используются соответствующие материалы, специально разработанные для указанных целей. Наряду с применением жидких лакокрасочных материалов, описанных выше, в настоящее время все шире распространяется использование порошковых композиций.

Применение порошковых красок в автомобилестроении долгое время сдерживалось отсутствием требуемых по качеству материалов и трудностями, связанными с ремонтной окраской, переходом с одного цвета покрытия на другой и т.д. сейчас многие из перечисленных трудностей преодолены, и порошковые краски заняли достойное место в этой отрасли. Об этом говорят данные их потребления в автомобильной промышленности. Широкое развитие приобрела окраска порошковыми материалами различных деталей легковых и грузовых автомобилей и автобусов.

Внедряя порошковые ЛКМ, специалисты преследуют цель не только снизить эмиссию летучих органических соединений, но и сократить объемы жидких и твердых отходов, образующихся при окраске автомобилей. По сравнению с традиционными ЛКМ порошковые

краски обеспечивают практически безотходную технологию производства покрытий (потери лакокрасочного материала 1 - 2 %), физико-механические свойства покрытий из порошковых красок также по многим факторам превосходят покрытия из жидких лакокрасочных материалов.

Качественная очистка обрабатываемой поверхности является главной стадией подготовки поверхности перед нанесением на неё различных антикоррозионных и декоративных покрытий. От операции подготовки поверхности и качества её очистки зависит степень адгезии наносимого на поверхность покрытия и его долговечность. Даже самые лучшие методы нанесения защитных покрытий по своему действию никогда не превосходят значение качества предварительной обработки.

Как сказано выше, защитные свойства покрытий в большой степени зависят от адгезии. Благодаря адгезионному взаимодействию пленкообразователя с подложкой достигается: пассивация поверхности металла, торможение анодной реакции, замедление отвода продуктов коррозии. Если рассматривать коррозию металла как процесс адсорбции молекул коррозионно-активного вещества на вакантных участках поверхности, то становится очевидным, что чем выше адгезия, тем меньше остается вакантных участков и соответственно меньше появляется возможностей для развития коррозионного процесса.

Общеизвестно, что за адгезию покрытий отвечает межфазное атомно-молекулярное взаимодействие контактирующих материалов. Адгезионная прочность покрытий зависит от природы полимера, подложки и условий его формирования.

Определенное влияние на адгезию оказывают компоненты лакокрасочных материалов - растворители, пигменты, наполнители, пластификаторы. Однако основной вклад в образование и стабилизацию адгезионной связи вносит пленкообразующее вещество.

Некоторые компоненты лакокрасочных составов - пластификаторы, пигменты, наполнители, отвердители, по-разному влияют на адгезионную прочность. В зависимости от природы и количества они могут улучшать или ухудшать адгезию покрытий.

Адгезия непосредственно связана с условиями формирования покрытий. Повышение температуры и длительности нагревания обычно благоприятствует адгезии. Она, однако, ухудшается, если тепловое воздействие приводит к деструкции материала пленки.

Физико-химическое состояние подложки, также как и природа полимера, существенно влияет на адгезию и ее стабильность. Известно, что прочность и долговечность адгезионных соединений зависит от чистоты поверхности субстрата и способа ее подготовки.

На базе предприятия ЗАО «Пульс-Эко», были проведены следующие эксперименты: из стали толщиной 0,8-1,1мм были подготовлены опытные образцы. С целью определения оптимальных режимов подготовки поверхности применялись следующие методы: обработка металла препаратом Ferrorhos 7766, который представляет собой жидкость для фосфатирования (раствор фосфата железа) стальных, цинковых и алюминиевых изделий, а также препаратами фирмы Henkel. За одну технологическую операцию проводится одновременно обезжиривание и фосфатирование. Ferrorhos 7766 образует фосфатные слои от серых до темно-синих тонов, обладающие хорошими пассивирующими свойствами и являющиеся хорошим подслоем для всех органических покрытий. Необходимое количество препарата для обработки поверхности методом распыления 10-25г/л., продолжительность обработки составляет 0,5-3 минуты при температуре 40-50°C. Показатель pH при этом должен находиться в интервале 4,5-5,5. Не слишком загрязненные изделия можно обрабатывать сразу. Даже сравнительно более загрязненные изделия фосфатируют, добавляя в раствор Ferrosid 7007, не подвергая их предварительной обработке. При наличии сильной ржавчины или окалины рекомендуется предварительная обработка изделий в кислотном травителе (Ferrosid 7015 или Ferrosid 7016). Конкретный вид первичной обработки

выбирают при необходимости методом проведения соответствующих пробных обработок. После фосфатирования поверхность промывают и сушат.

Адгезия определялась в соответствии с ГОСТом 15140-78 «Материалы лакокрасочные. Методы определения адгезии», при помощи универсального прибора «Fig-Universal», а также адгезиметра механического «Константа А».

Для определения адгезии применялись два метода: решётчатых надрезов и отслаивания.

Сущность метода решетчатых надрезов заключается в нанесении на готовое лакокрасочное покрытие решётчатых надрезов и визуальной оценке состояния покрытия по четырёхбалльной системе, в то время как метод отслаивания характеризуется определением конкретного усилия необходимого для разрыва связи возникшей между подложкой и лакокрасочным покрытием.

При проведении экспериментов вышеописанными методами было установлено, что адгезия образцов, подготовленных по технологии фирмы «Henkel», определяемая методом решетчатых надрезов имеет определенную стабильность (первая степень). Исследования же методом отслаивания показали колебание стабильности адгезии в промежутке от 14 до 15 кг, при толщине покрытия 50 – 60 мкм (красный цвет) и колебания 15 – 20 кг, на образцах белого цвета с толщиной слоя краски 50 – 90 мкм. Получившуюся разницу в усилиях на разрыв белых и красных образцов объясняет применение различных пигментов для приготовления красок (рисунки 1 и 2).

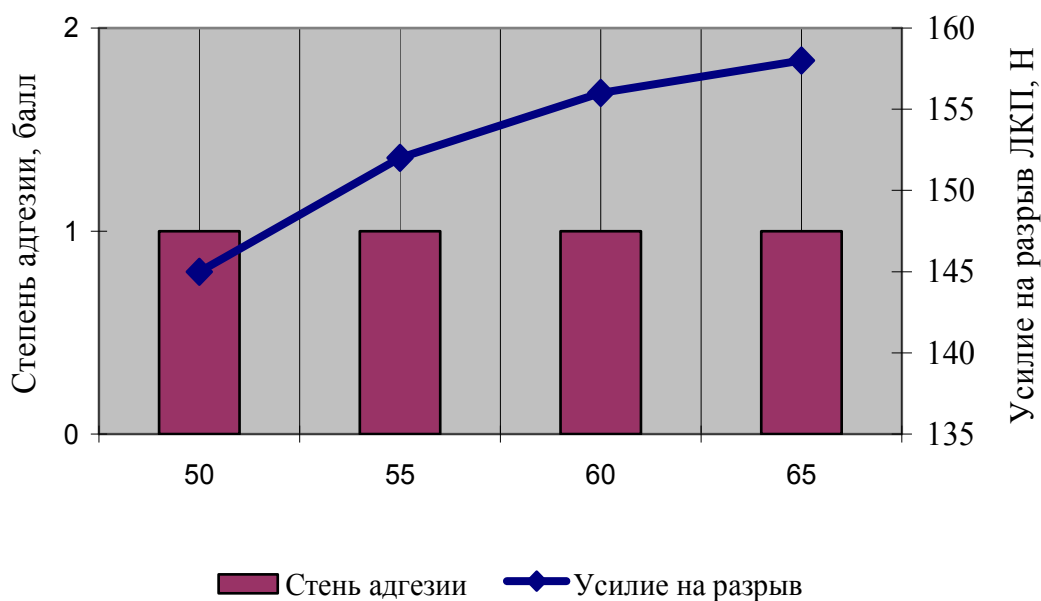


Рисунок 1 – Зависимость усилия на разрыв и степени адгезии от толщины покрытия на образцах, подготовленных препаратом «Henkel» (красный цвет)

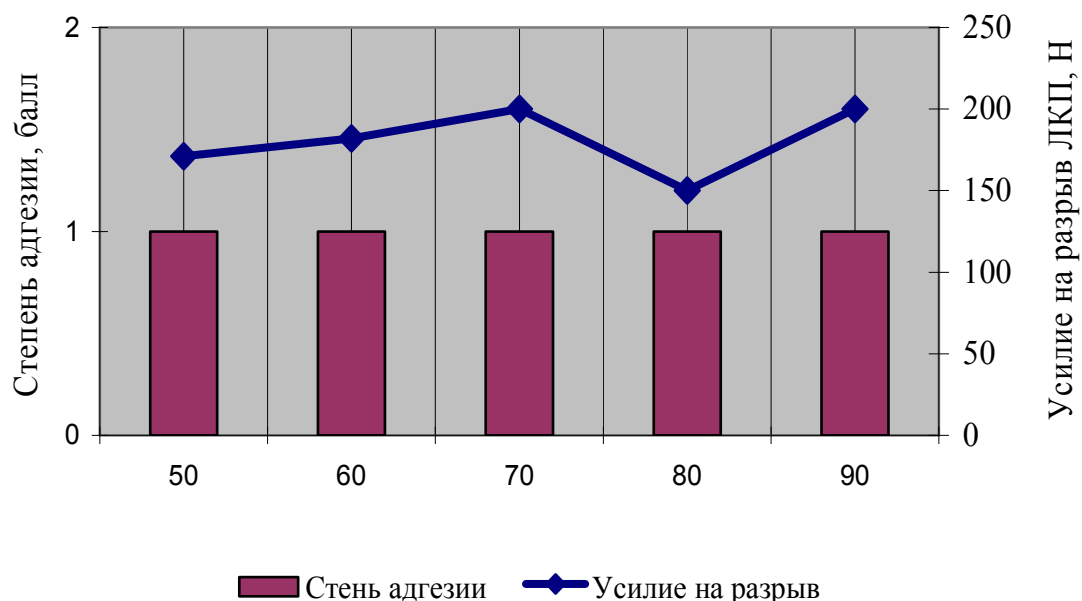


Рисунок 2 – Зависимость усилия на разрыв и степени адгезии от толщины покрытия на образцах, подготовленных препаратом «Henkel» (белый цвет)

Сравнивая образцы, подготовленные к покраске препаратами «Henkel» и «Ferrophos» при прочих одинаковых условиях было установлено, что степень адгезии определенная методом отслаивания выше на образцах обработанных вторым способом (рисунки 3 и 4).

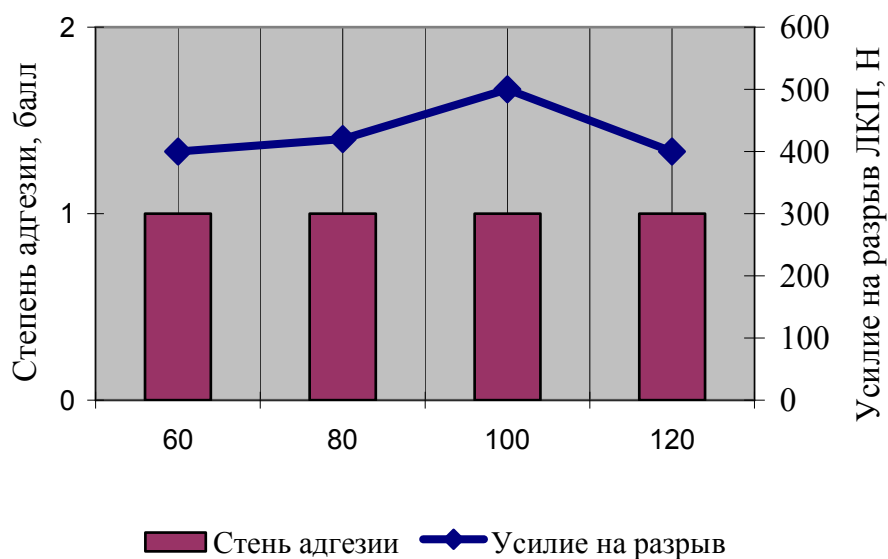


Рисунок 3 – Зависимость усилия на разрыв и степени адгезии от толщины покрытия на образцах, подготовленных препаратом Ferrophos 7766 (белый цвет)

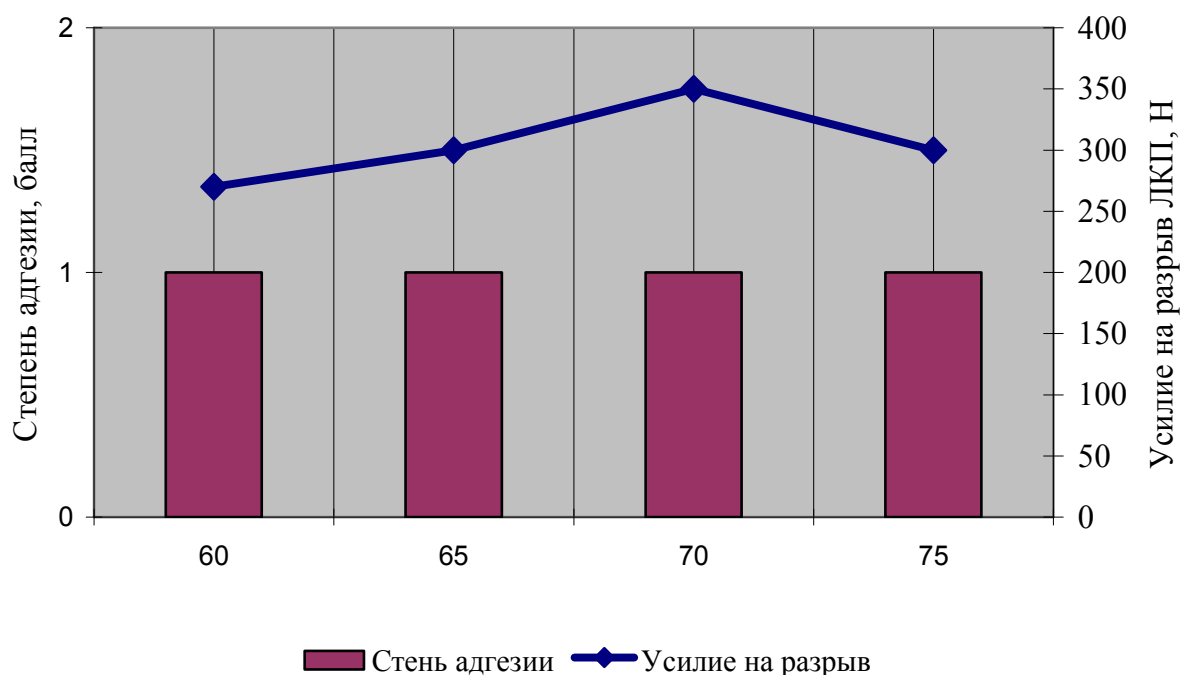


Рисунок 4 – Зависимость усилия на разрыв и степени адгезии от толщины покрытия на образцах, подготовленных препаратом Henkel (белый цвет)

Исследования всех образцов методом отслаивания независимо от способа подготовки поверхности позволили выявить следующую закономерность: с увеличением толщины покрытия увеличивается и степень адгезии (рисунок 5).

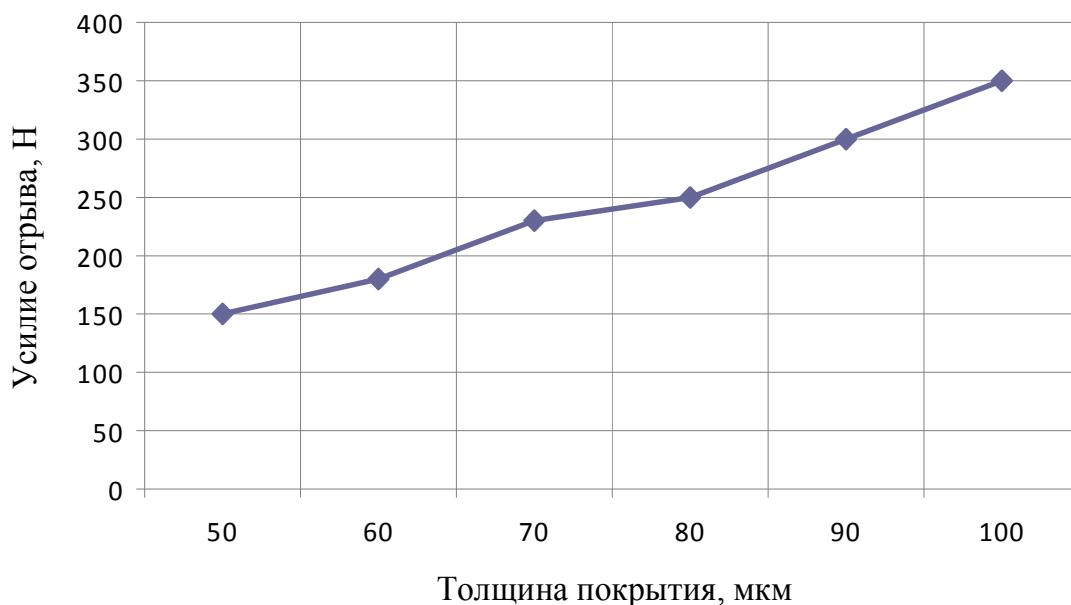


Рисунок 5 – Зависимость адгезии от толщины покрытия

При проведении испытаний на ряде образцов наблюдалось разрушение слоя лакокрасочного покрытия без отрыва его от подложки, что свидетельствует о том, что адгезия превышает межмолекулярные связи краски.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новиков, А.Н. Окраска автомобилей при ремонте: монография [Текст] / А.Н. Новиков, А.С. Бодров. – ОрёлГТУ, 2008. – 127 с.
2. Зубов, П.И. Структура и свойства полимерных покрытий [Текст] / П.И. Зубов, Л.А. Сухарева. – М.: Химия, 2002. – 256 с.
3. Карякина, М.И. Физико-химические основы процессов формирования и старения покрытий [Текст] / М.И. Карякина. – М.: Химия, 1999. - 216с.
4. Бодров, А.С. Особенности применения порошковых красок при ремонтном окрашивании автомобилей [Текст] / А.С. Бодров // Объединённый научный журнал. – №11. – 2006г. – С. 69 – 71.

Бодров Андрей Сергеевич

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел. +7(4862) 734350
E-mail: sirm@ostu.ru

Недолужко Владимир Валентинович

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Аспирант кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел: +7 (4862) 734350
E-mail: Vnedoluzhko@yandex.ru

А.Л. СЕВОСТЬЯНОВ, М.С. МАТВЕЕВ, М.Н. УЛИВАНОВ

ЗАЩИТА ОТ КОРРОЗИИ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

На основе анализа коррозионных повреждений автомобильных конденсаторов, появилась возможность решить задачу повышения ресурса системы кондиционирования воздуха, за счет применения защитных покрытий.

Ключевые слова: коррозия, кондиционеры, защитные покрытия, повреждения.

On the basis of the analysis of corrosion damages in motor-car conditioners there is appeared a possibility to solve the problem of air conditioning system life increase at the expense of protective coat application.

Key words: corrosion, conditioners, sheetings, damages.

Коррозионные эффекты были известны еще во времена Римской Империи. За сто лет до Рождества Христова Плинием были описаны методы сохранения блеска бронзы с помощью масла, способы защиты изделий из железа свинцовыми белилами. Геродот в своих трудах упоминает о способах защиты изделий из железа оловянными покрытиями.

С коррозией с переменным успехом боролись на протяжении последующих веков, применяя выработанные за сотни лет способы защиты. После создания научных основ борьбы с коррозией были разработаны технологии защиты изделий и материалов.

В наши дни защита металлов от коррозии является одной из важнейших научно – технических и экономических проблем мирового народного хозяйства.

Коррозия влияет на все аспекты жизни. Изделия и материалы, с которыми человек повседневно сталкивается в процессе своей жизнедеятельности – автомобили, дороги, мосты, жилые здания, водопроводы подвергаются постоянным коррозионным воздействиям.

В зависимости от характера коррозии и условий ее протекания применяются различные методы защиты. Выбор того или иного способа определяется его эффективностью в данном конкретном случае, а также экономической целесообразностью. В настоящее время существуют несколько способов решения этой проблемы: легирование, покрытие защитными пленками, грунтование и фосфатирование, электрохимическая защита, силикатное и цементное покрытие, покрытие металлами, применение ингибиторов.

При эксплуатации автомобилей в городах в зимний период, когда на дороги вносятся противогололедные реагенты коррозии подвержены все элементы кузова автомобиля, включая элементы системы кондиционирования воздуха автомобиля. Чаще всего первым из строя выходит конденсатор, выполняющий функцию превращения газообразного высокотемпературного хладагента. Основная проблема конденсатора в его расположении: как правило, в легковых автомобилях он всегда стоит впереди радиатора двигателя, в силу чего летом забивается пылью, насекомыми и т. п., а зимой грязью и антигололедными реагентами. Грязь оседает между ламелями, скапливается в пространстве между конденсатором и радиатором охлаждения двигателя, а также на других элементах системы. Кроме того, антигололедные реагенты ускоряют процессы коррозии.

Конденсатор, как и основные детали автомобильных кондиционеров, изготовлен из алюминиевого сплава.

Высокая коррозионная стойкость алюминиевых сплавов определяется образованием на их поверхности тонкой окисной пленки Al_2O_3 , которая препятствует дальнейшему

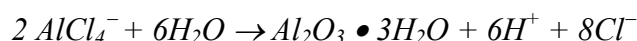
прониканию кислорода и сильно замедляет процесс окисления. Коррозия алюминиевых сплавов может вызываться как химическими, так и электрохимическими реакциями.

Химические реакции возникают обычно под влиянием кислот с водородным показателем $pH < 4,8$ или под влиянием щелочей с $pH > 9,5$. При этом коррозия алюминия, например газовая, может быть и при отсутствии влаги. Электрохимическая коррозия может проявляться при контакте металлов с разными потенциалами и при наличии электролита, а также при контакте алюминиевых сплавов с некоторыми неметаллическими материалами из-за содержания агрессивных веществ. Например в зимний период, на дороги вносят антигололедные реагенты и песко - солевые смеси, имеющие в своем составе хлор содержащие соли.

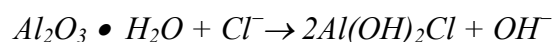
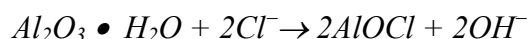


Рисунок 1 – Внешний вид коррозионных повреждений конденсатора

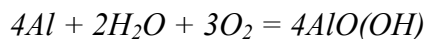
При эксплуатации автомобилей эти смеси и реагенты оседают на конденсаторе, вызывая коррозию тонких алюминиевых трубок. Повреждение оксидной пленки происходит путем образования метастабильных соединений, содержащих $AlCl_4^-$, который гидролизуется по реакции



При воздействии ионов хлора на оксидный слой алюминия образуются и другие соединения алюминия с хлором по следующим реакциям:



Разрушения оксидной пленки приводит и к тому, что металл быстро превращается в белые хлопья метагидроксида алюминия:



В результате всего этого возникают локальные коррозии, которые, при наличии растягивающих напряжений, приводят к интеркристаллитному растрескиванию. Из образовавшихся трещин и раковин происходит утечка хладагента, что приводит к отказу кондиционера.

Среди многочисленных методов защиты алюминиевых сплавов от коррозии наиболее перспективным является микродуговое оксидирование.

Сущность метода заключается в том, что при пропускании тока большой плотности через границу раздела металл-электролит создаются условия, когда напряженность на границе раздела становится выше ее диэлектрической прочности и на поверхности электрода возникают микроплазменные разряды с высокими локальными температурами и давлениями. Результатом действия микроплазменных разрядов является формирование слоя покрытия, состоящего из окисленных форм элементов металла основы и составляющих электролита. В зависимости от режима микроплазменного оксидирования и состава электролита можно получать покрытия с уникальными характеристиками и широчайшим спектром применения.

Основными достоинства этого метода являются:

- Возможность создания сверхпрочных покрытий с уникальными характеристиками;
- Получение нескольких защитных характеристик в комплексе;
- Практически бесконечный срок службы электролита;
- Возможность обработки сложнопрофильных деталей;
- Высокая рассеивающая способность электролита (покрытие наносится в отверстия и полости с минимальными затруднениями);
- Нет необходимости в специальной подготовке поверхности перед нанесением покрытия и механообработке после нанесения покрытия;
- Получение разных покрытий на одном материале.

Микродуговое оксидирование позволяет получать на алюминии и его сплавах оксидные слои (покрытия) содержащие кристаллический оксид алюминия. Свойства оксидных слоев определяются их структурой и фазовым составом, которые в свою очередь зависят от режимов обработки.

В качестве электролитов применяют достаточно известный силикатно-щелочной электролит, представляющий собой раствор едкого кали КОН и жидкого стекла Na_2SiO_3 , а также комбинированный электролит - раствор ортоборной кислоты H_3BO_4 и едкого кали КОН.

С применением методов электронной микроскопии и рентгенофазового анализа установлено, что изучаемые оксидные слои имеют преимущественно поликристаллическую структуру. В их составе присутствуют фазы кристаллического оксида алюминия α - и γ - Al_2O_3 , гидроксидов алюминия, соединений элементов оксидируемого материала и электролита, а также аморфная составляющая.

МДО в комбинированном электролите обеспечивает формирование на оксидных слоях, содержащих до 90 % кристаллического оксида алюминия (70 % α - Al_2O_3 и 20 % γ - Al_2O_3). В силикатно-щелочном электролите образуются оксидные слои, содержащие до 75 % кристаллического оксида алюминия (50 % α - Al_2O_3 и 25 % γ - Al_2O_3). Повышение температуры указанных электролитов от 10 до 40°C приводит к снижению суммарной доли кристаллического оксида алюминия на 20...30 % при незначительном увеличении γ - Al_2O_3 . Изменение плотности электрического тока от 10 до 30 А/дм² способствует существенному повышению доли кристаллического оксида алюминия в оксидном слое (от 40 до 90 %).

Выявлено, что оксидные слои с повышенным содержанием кристаллического оксида алюминия имеют наиболее высокие значения микротвердости (до 24000 МПа), износостойкости и удельного электросопротивления (до 10^{15} Ом·м). При этом, микротвердость и износостойкость изменяются по толщине оксидного слоя, увеличиваясь в направлении от его наружной поверхности к границе с неокисленным материалом.

Кроме того, показатели коррозии (потеря массы, скорость коррозии) на алюминиевых сплавах обработанных МДО в 3 – 5 раз меньше, чем на алюминиевых сплавах без обработки (без покрытия).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атрощенко, Э.С. Формирование структуры и свойств покрытий, получаемых микродуговым оксидированием, на изделиях из алюминиевых сплавов [Текст] / Э.С.Атрощенко, О.Е.Чуфистов, И.А.Казанцев, С.И. Камышанский. – МиТОМ, 2000. - № 10. - С. 34-38.
2. Батищев, А.Н. Коррозионная стойкость алюминиевых сплавов, упрочненных микродуговым оксидированием [Текст] / А.Н.Батищев, А.Л.Севостьянов, А.В.Ферябков // Научный журнал «Вестник МГАУ». 2003. № 1. – С. 115.
3. Никифоров, В.М. Технология металлов и конструкционные материалы [Текст] / В.М. Никифоров. – М.: Высшая школа, 1980.
4. Улиг, Г.Г. Коррозия и борьба с ней [Текст] / Г.Г.Улиг, Р.У.Ревин. – Л.: Химия, 1989.
5. Фомин, Г.С. Коррозия и защита от коррозии [Текст] / Г.С.Фомин. - М.: ИПК Издательство стандартов, 1999.
6. Фримантл, М. Химия в действии. В 2-х ч. [Текст] / М.Фримантл. - М.: Мир, 1991.
7. Чуфистов, О.Е. Фазовый состав оксидных покрытий, получаемых методом МДО на алюминии в электролите на основе борной кислоты и едкого кали [Текст] / О.Е.Чуфистов // Науч. сессия МИФИ-1998: Сб. научн. трудов. В 11 т. - М.: МИФИ, 1998. Т. 11. С.94-97.

Севостьянов Александр Леонидович

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел. +7 (4862) 734360

Уливанов Максим Сергеевич

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Магистрант
Тел. +7 (4862) 734350
E-mail: sirm@ostu.ru

Матвеев Максим Николаевич

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Магистрант
Тел. +7 (4862) 734350
E-mail: sirm@ostu.ru

УДК 620.192.4:621.794.61

В.В. ЖУКОВ, А.В. МАВЛЮБЕРДИНОВА

ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА КАЧЕСТВО УСЛУГ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА

Проведено исследование современного понятия термина «качество» применительно к услугам предприятий автомобильного сервиса. Проанализированы и классифицированы факторы оказывающие влияние на качество автосервисных услуг. Применительно к сфере автомобильного сервиса выделен ряд определяющих факторов, одним из которых является качество персонала, постоянное повышение квалификации которого является непременным условием повышения конкурентоспособности предприятий автомобильного сервиса.

Ключевые слова: качество услуг, предприятия автомобильного сервиса, качество персонала.

The research of a present-day concept of the term “quality” as applied to services of a maintenance station is carried out. The factors affecting service quality of maintenance stations are analyzed. With reference to the sphere of motor-car service a number of determining factors are emphasized one of which is personnel quality, constant raising the level of personnel’s skill is an indispensable condition for competitiveness increase of motor-car maintenance stations.

Key words: service quality, motor-car maintenance station, personnel quality.

В Российской Федерации последние годы (2000...2008 гг.) отмечены высокими темпами автомобилизации, как в отдельных регионах, так и по стране в целом. Так ежегодный рост числа автомобилей составляет 5 – 8% [1]. В свою очередь увеличение численности автомобилей приводит к увеличению рынка услуг автомобильного сервиса (АС). Его объем в ближайшие 5-10 лет по прогнозам специалистов может увеличиться вдвое.

В сложившейся ситуации вероятно увеличение конкуренции в данном сегменте рынка между предприятиями АС. Одним из факторов определения конкурентоспособности данных предприятий является качество оказываемых ими услуг.

За последние десятилетия термин «качество» претерпел значительные изменения. Эволюция данного термина связана с развитием общества и техническим прогрессом. В международной практике существует множество различных трактовок термина «качество». Согласно новому стандарту на термины в области качества ISO 9000:2000 (российский эквивалент его ГОСТ Р ИСО 9000-2001 «Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь») современная трактовка качества - «способность совокупности собственных характеристик продукции, системы или процесса удовлетворять требования потребителей и других заинтересованных сторон». Для унификации характеристик качества услуг в РФ обычно применяется ГОСТ Р 52113-2003 «Услуги населению. Номенклатура показателей качества», в соответствии с которым существуют четыре группы показатели качества услуг - показатели назначения, показатели безопасности, показатели надёжности, показатели профессионального уровня персонала.

В настоящее время наиболее перспективна так называемая теория привлекательного качества (the theory of attractive quality) [2], позволяющая лучше понимать, как клиенты оценивают и чувствуют атрибуты предлагаемых услуг. Данная теория применяется в стратегическом и текущем планировании, при разработке новых услуг, изучении инноваций и конкурентоспособности услуг.

Предполагается, что качество не имеет одного общего измерения и признак качества услуги определяется в разных категориях, основанных на отношениях между фактической

реализацией признака услуги и воспринятом потребителем удовлетворении этим признаком (рисунок 1).

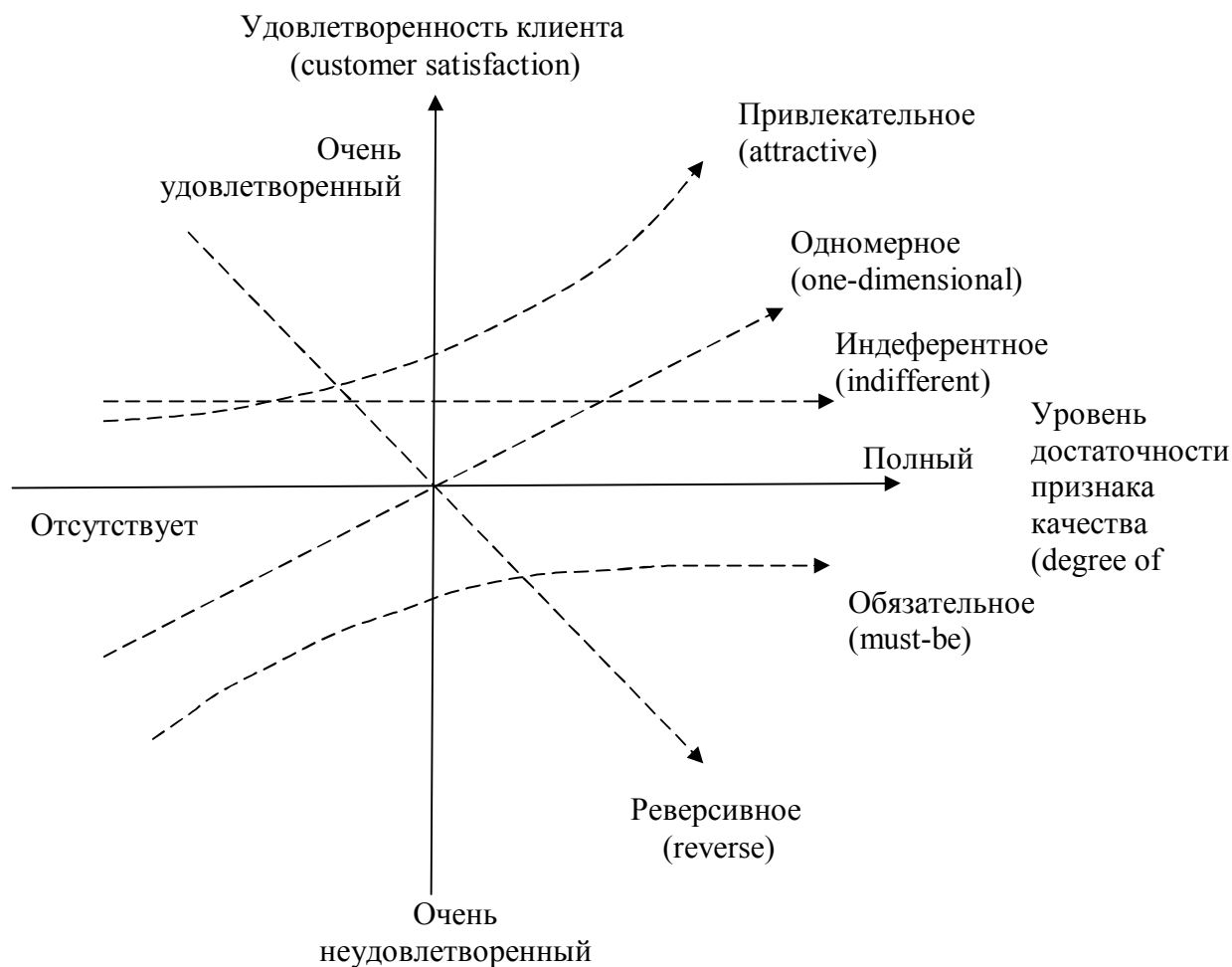


Рисунок 1 – Упрощенное представление категорий воспринятого качества

По соотношению степени достаточности и степени удовлетворенности клиента признаки услуги трансформируются в пять категорий воспринятого качества [2]: привлекательное качество (attractive quality); одномерное (one-dimensional); индеферентное (indifferent); обязательное (must-be); реверсивное (reverse). Признаки качества услуг являются динамическими, то есть с течением времени признак может изменяться.

Услуги предприятий АС с точки зрения обеспечения качества, с одной стороны, должны удовлетворять всем типовым требованиям, предъявляемым к любым видам потребительских услуг, а с другой – имеют множество особенностей, обусловленных спецификой системы автосервиса.

Проанализировав специализированную литературу [3,4,5] можно выделить внешние и внутренние факторы оказывающие влияние на качество услуг (рисунок 2).

К внутренним относятся такие, которые связаны со способностью предприятия предоставлять услуги надлежащего качества, т. е. зависят от деятельности самого предприятия. Они многочисленны, их укрупнено можно классифицировать на следующие группы: технические, организационные, экономические, социально-психологические.

Внешние факторы в условиях рыночных отношений способствуют повышению качества предоставляемых услуг. Среди факторов внешней среды наибольшее влияние оказывают удовлетворенность клиента и конкурентные факторы, поскольку ни одна

организация не может позволить себе игнорировать фактические или возможные реакции своих конкурентов.

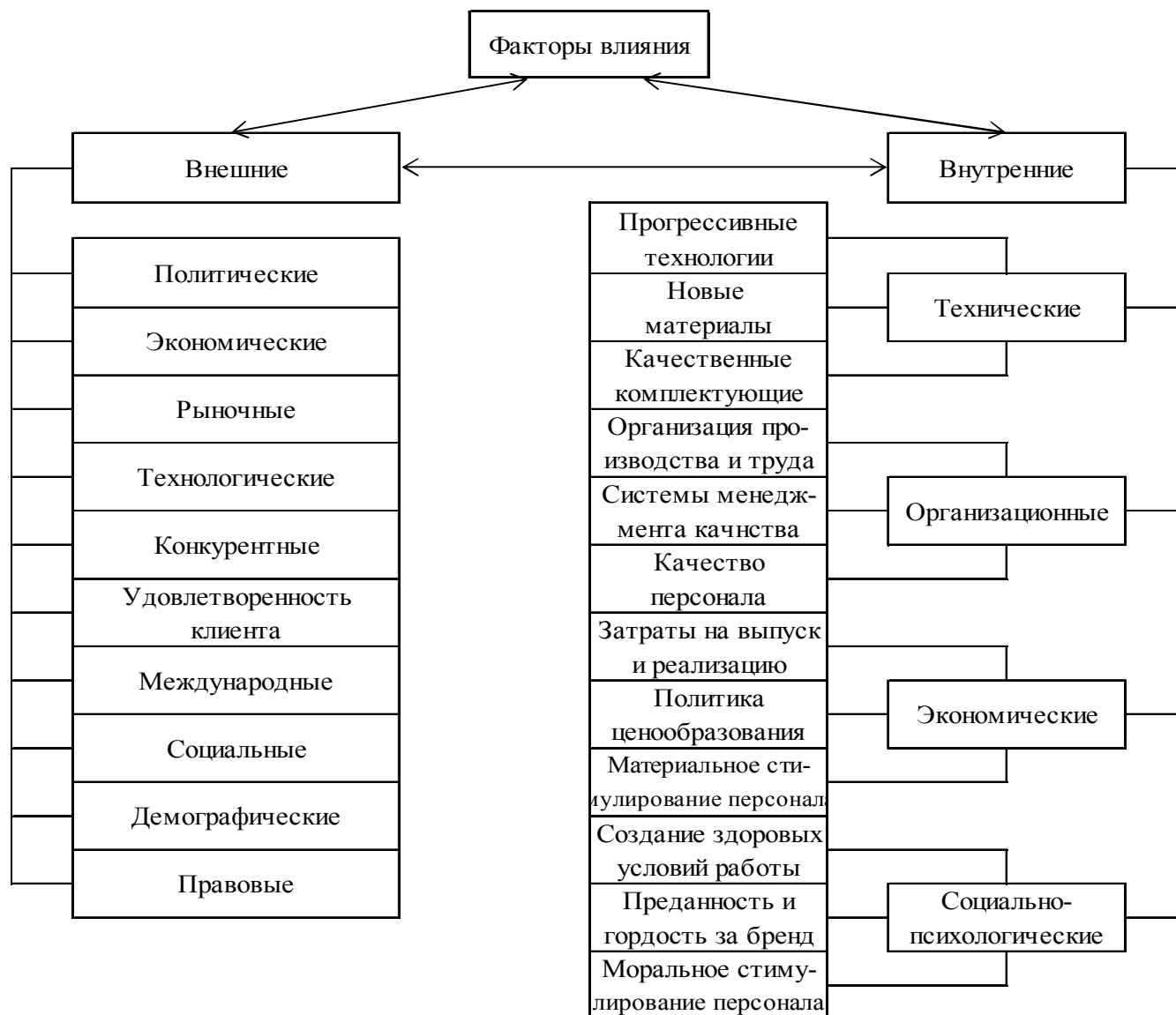


Рисунок 2 – Классификация факторов оказывающих влияние на качество услуг предприятий автомобильного сервиса

Применительно к сфере автомобильного сервиса можно выделить ряд определяющих факторов:

- отношение первого руководителя предприятия к вопросам качества;
- качество персонала – его технический уровень, доступность, открытость и ориентированность на потребителя услуг;
- технический уровень производства;
- технологический уровень производства;
- организационная структура, система управления и контроля качества на

предприятия;

- система стимулирования персонала в сфере повышения качества услуг;
- внедрение новейших технических и технологических разработок в

производство.

Одним из доминантных факторов определяющих качество услуг предприятий АС является качество персонала, постоянное повышение квалификации которого является неременным условием повышения качества услуг и конкурентоспособности предприятий автомобильного сервиса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Владимирский, И. Авторынок России: динамика разгона / И. Владимирский // Авторею. - 2008.- №15 (408). - С. 69 – 71.

2. Attractive quality and must-be quality / N. Kanou, N. Seraku, F. Takahashi, S. Tsuji // The Journal of Japanese Society for Quality Control. 1984. Vol. 14, №2. P. 39-48 (Translation and interpretation of the Center for Quality of Management Journal. Cambridge, Massachusetts, USA, 1993. Vol. 2, №4. 36 p.).

3. Кузнецов, Е.С. Управление техническими системами. Учебное пособие. / Е.С. Кузнецов. – М.: МАДИ, 1999. – 187 с.

4. Марков, О. Д. Автосервис: Рынок, автомобиль, клиент. / О.Д. Марков. - М.: Транспорт, 1999. - 270 с.

5. Головин, С.Ф. Обеспечение и контроль качества технического сервиса дорожных машин / С.Ф. Головин. – М.: Изд-во МАДИ(ГТУ), 2004. – 90 с.

Жуков Вячеслав Васильевич

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел. +7 (4862) 732994
E-mail: zhukov-sl@mail.ru

Мавлюбердинова Анна Викторовна

Орловский государственный технический университет, г. Орел
Доцент кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел. +7 (4862) 732994
E-mail: anvic@oreloblato.ru

УДК 656.13

Е.В. БОНДАРЕНКО, А.А. ФИЛИППОВ, В.А. МОРОЗОВ

К МЕТОДИКЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕДУКТОРА-ИСПАРИТЕЛЯ

Статья содержит результаты исследования процессов старения мембран редуктора-испарителя автомобильной газовой аппаратуры. Описана методика эксперимента, предусматривающая физическое моделирование процессов старения материала мембран первой и второй ступеней редуктора-испарителя. Изложена методика обработки полного факторного эксперимента с эффектом взаимодействия. Полученное в результате обработки экспериментальных данных уравнение регрессии отражает взаимосвязь диагностического параметра редуктора-испарителя со структурными. Представлена методика практического применения полученной в результате эксперимента регрессионной модели.

Ключевые слова: прогнозирование, работоспособность, редуктор-испаритель, мембраны, регрессионный анализ.

Article contains results of research of processes of aging of membranes of a reducer-evaporator of automobile gas equipment. The experiment technique, predusmatrivajushchaja physical modeling of processes of aging of a material of membranes of the first and second steps of a reducer-evaporator is described. The technique of processing of experiment full the factor th with effect of interaction is stated. Received as a result of processing eksperimentalnyh the data the regress equation reflects interrelation of diagnostic para-meter of a reducer-evaporator with the structural. The technique of practical application received as a result of experiment регрессионной is presented model.

Key words: forecasting, working capacity, a reducer-evaporator, mem-branu, регрессионный the analysis.

В основе прогнозирования работоспособности любой технической системы лежат закономерности процессов старения её элементов. Опыт эксплуатации газобаллонных автомобилей (ГБА) показывает, что элементами, лимитирующими работоспособность основного агрегата газовой аппаратуры – редуктора-испарителя, являются мембраны и клапаны. Мембраны связаны с рычагами клапанов кинематически, то есть величина прогиба мембраны определяет ход клапана. Процессы старения данных деталей выражаются в потере свойств эластичности материала мембран и клапанов в эксплуатации, что в конечном итоге приводит к уменьшению величины хода клапанов. Это, в свою очередь, ведёт к изменению величины давления во второй ступени и нарушению основных функций агрегата [1,2,3].

Одним из возможных вариантов решения данной проблемы является прогнозирование технического состояния агрегата при его текущем ремонте. Для этого необходимо выявить закономерности процессов старения, другими словами – установить взаимосвязь структурных и диагностических параметров редуктора-испарителя. Таким образом, примем изменение величины хода клапанов в процессе эксплуатации за структурные параметры, комплексно и в полной мере отражающие техническое состояние редуктора-испарителя. В качестве диагностического параметра примем величину $\overline{\Delta P}_2$ отклонения давления во второй ступени редуктора-испарителя от значений нормативно-технической документации завода-изготовителя.

Для прогнозирования работоспособности редуктора-испарителя, необходимо провести исследование процессов старения его резинотехнических деталей и выявить характер зависимости диагностического параметра от структурных. С этой целью авторами статьи проведён эксперимент физического моделирования процессов старения мембран

редуктора-испарителя марки РЗАА. В ходе стендовых испытаний редуктора-испарителя неучтённые технологические факторы поддерживались на уровне допусковых зон, установленных действующей нормативной документацией РЗАА. Суть стендовых испытаний редуктора-испарителя состоит в том, чтобы, имитируя условия его работы на автомобиле, и варьируя уровнями факторов, исследовать соответствующие изменения диагностического параметра. В таблице 1 представлены Значения верхнего, нижнего, основного уровней факторов и интервалов варьирования.

Таблица 1 – Значения верхнего, нижнего, основного уровней факторов и интервалов варьирования

Факторы	$\tilde{X}_{b_i} (+)$	$\tilde{X}_{n_i} (-)$	\tilde{X}_{o_i}	$\Delta\tilde{X}_i$
Величина уменьшения хода клапана первой ступени – X_1 , мм	1,5	1	1,25	0,25
Величина уменьшения хода клапана второй ступени – X_2 , мм	1,5	1	1,25	0,25

В качестве минимального уровня для обоих факторов принято такое изменение величины хода клапанов, при котором измерительный прибор будет фиксировать заметное изменение диагностического параметра. Максимальным значением уровня фактора будет считаться изменение величины хода клапана, приводящее к отказу или неисправности редуктора-испарителя в эксплуатации. Это значение находится за пределами диапазона, установленного нормативно-технической документацией завода-изготовителя. Значение давления во второй ступени редуктора-испарителя производства РЗАА, измеренное микроманометром, в норме должно соответствовать 0 ± 10 Па на всём диапазоне нагрузок.

Уровни факторов варьировались путём искусственного ограничения хода рычага клапана первой ступени ограничительным винтом, внедрённым в конструкцию редуктора-испарителя, и за счёт ограничения хода рычага клапана второй ступени путём замены штока клапана второй ступени стержнями различной длины. Длины стержней для уменьшения хода клапана второй ступени с порогом 1мм представлена в таблице 2.

Таблица 2 – Длина стержней

Обозначение стержня в соответствии с номером опыта в эксперименте	Длина стержня, мм
0	19,3
1	18,3
2	17,3
3	16,3
4	15,3
5	14,3
6	13,3

На рисунке 1 представлено аппаратное обеспечение эксперимента.

Для приближения условий работы редуктора-испарителя к эксплуатационным используется стенд для пневматических испытаний газовой аппаратуры К 278 А, вакуумная установка. В качестве прибора, фиксирующего отклонение величины давления во второй ступени редуктора-испарителя используется микроманометр ММН-2400. Сжатый воздух под давлением 1,6 МПа с помощью редуктора стенда подаётся на вход испытуемого агрегата, а расход газа через редуктор-испаритель имитируется вакуумной установкой.

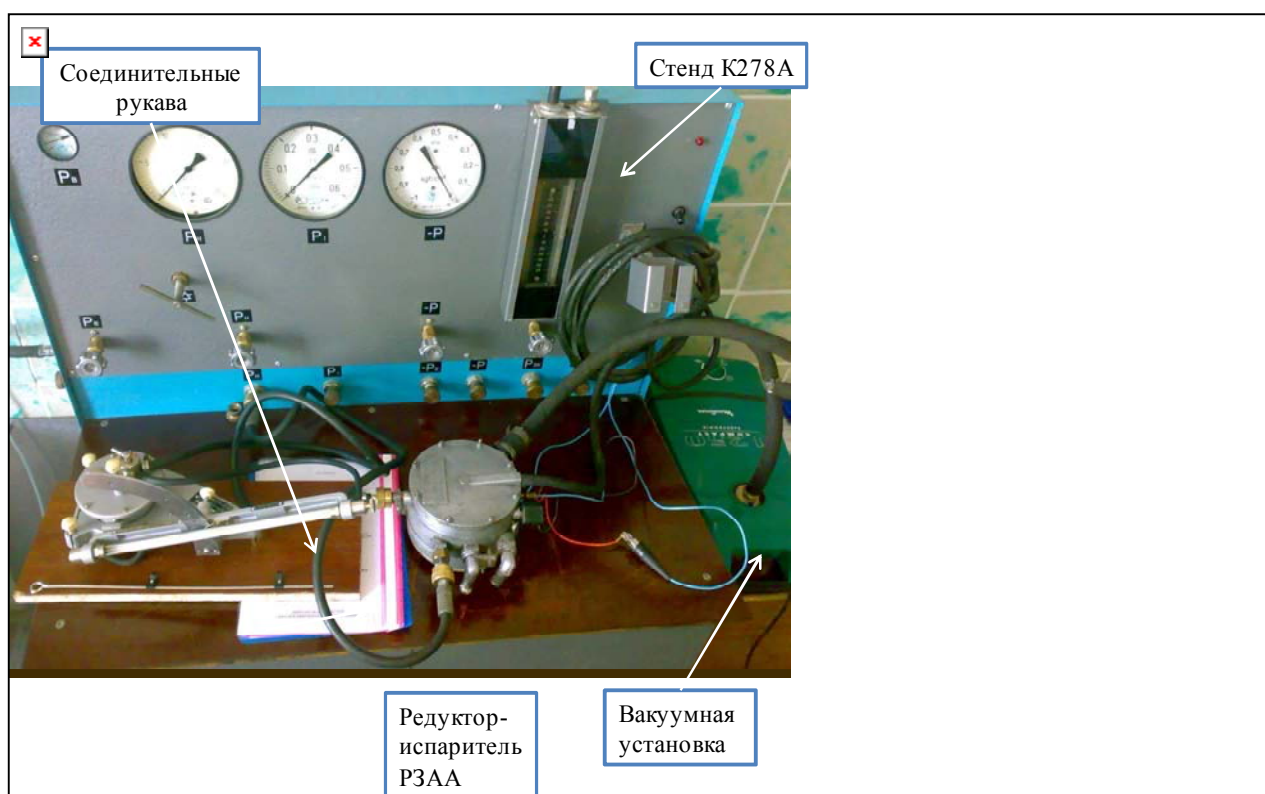


Рисунок 1 – Аппаратное обеспечение эксперимента

Одним из технических требований, предъявляемых к редуктору-испарителю является стабильность величины давления во второй ступени при любом расходе газа и нагрузочном режиме двигателя. Для выявления характера зависимости диагностического параметра от структурных в эксперименте необходимо и достаточно создавать разрежение, величина которого постоянна в течение всего эксперимента и достаточна для включения в работу второй ступени редуктора-испарителя. В связи с этим в качестве вакуумной установки использовался бытовой пылесос, создающий величину расхода воздуха через редуктор-испаритель, равную 66 кг/ч.

Ввиду отсутствия необходимости регулировки расхода воздуха через дозатор, а также для исключения связанных с ней погрешностей, данный элемент в установке отсутствует. По этой причине полученные экспериментальные данные будут выходить за пределы отрицательной зоны допуска, установленной заводом-изготовителем. Для упрощения вычислений используются модульные значения экспериментальных данных. Измерение отклонения давления во второй ступени редуктора-испарителя осуществляется согласно матрице планирования эксперимента, представленной в таблице 3.

Таблица 3 – Матрица планирования эксперимента с эффектами взаимодействия

№ опыта	Факторы				
	X_0^*	X_1^*	X_2^*	$X_3^*=X_1X_2$	$\overline{\Delta P_2^*}, \text{Па}$
1	+	+	+	+	$\overline{\Delta P_2^1}$
2	+	-	+	-	$\overline{\Delta P_2^2}$
3	+	+	-	-	$\overline{\Delta P_2^3}$
4	+	-	-	+	$\overline{\Delta P_2^4}$

X_0 – фиктивная переменная *;

X_1 – изменение хода клапана первой ступени *;

X_2 – изменение хода клапана второй ступени *;

X_3 – эффект взаимодействия факторов X_1 и X_2 *;

$\overline{\Delta P_2^*}$ – среднее отклонение давления во второй ступени редуктора-испарителя (диагностический параметр)

Планирование и обработка экспериментальных данных осуществлялись по методике [4].

Результаты проведённых исследований представлены в таблице 4

Таблица 4 – Результаты эксперимента с эффектами взаимодействия

№ п\п	X_1	X_2	$\overline{\Delta P_2}(X_1), \text{Па}$	$\overline{\Delta P_2}(X_2), \text{Па}$	$\overline{\Delta P_2}(X_3), \text{Па}$
1	+	+	43,2	19,31	57,6
2	-	+	15,2	19,31	20
3	+	-	43,2	14,4	49,3
4	-	-	15,2	14,4	16,8

$\overline{\Delta P_2}(X_1)$ и $\overline{\Delta P_2}(X_2)$ – изменение диагностического параметра под воздействием линейных эффектов;

$\overline{\Delta P_2}(X_3)$ – изменение диагностического параметра при эффекте взаимодействия линейных эффектов;

На основе полученных экспериментальных данных установлена регрессионная модель (1) зависимости отклонения величины давления во второй ступени редуктора-испарителя от уменьшения хода клапанов:

$$\overline{\Delta P_2} = 35,93 + 17,53 \cdot x_1 + 2,86 \cdot x_2 + 1,26 \cdot x_3 \quad (1)$$

Для проверки адекватности полученного уравнения регрессии опытным данным определены расчётные значения параметра оптимизации $(\overline{\Delta P_2})'$, и установлены значения дисперсии неадекватности. Вспомогательные вычисления представлены в таблице 5

Таблица 5 – Расчётные значения параметра оптимизации и дисперсии неадекватности

Номер опыта	Факторы				$\overline{\Delta P_2}$	$(\overline{\Delta P_2})'$	$\overline{\Delta P_2} - (\overline{\Delta P_2})'$	$(\overline{\Delta P_2} - (\overline{\Delta P_2})')^2$
	X_0	X_1	X_2	$X_3=X_1X_2$				
1	+	+	+	+	57,6	57,58	0,02	0,0004
2	+	-	+	-	20	20	0	0
3	+	+	-	-	49,33	49,34	-0,01	0,0001
4	+	-	-	+	16,8	16,8	0	0

Проверка гипотезы об адекватности модели проводилась с помощью F-критерия и показала, что уравнение (1) с 95% доверительной вероятностью является адекватным опытным данным, в связи с чем им можно пользоваться в целях прогнозирования диагностического параметра при известных значениях структурных. Полученное уравнение регрессии позволяет давать оценку качества новых резинотехнических деталей редуктора-испарителя по следующей методике:

- при проведении текущего ремонта редуктора-испарителя измерить значения отклонения хода клапанов от нормативных значений (измерения проводить у редуктора-испарителя с новыми резинотехническими деталями);
- представить измеренные значения уровней факторов в кодированном виде (присвоить знак “+” или “-“ в зависимости от близости к границам интервала 0...1,5 мм)

- подставить кодированные значения отклонений хода клапанов в уравнение регрессии и вычислить прогнозируемое значение отклонения величины давления во второй ступени редуктора-испарителя;

- используя прогнозируемое значение отклонения величины давления во второй ступени редуктора-испарителя, установить прогнозную наработку на отказ, воспользовавшись методом имитационного моделирования процессов старения и восстановления редуктора-испарителя, описанным в источнике [5]

- на основании прогноза принять решение о моменте текущего ремонта редуктора-испарителя или о невозможности эксплуатации агрегата по причине низкого потенциала работоспособности резинотехнических деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ерохов, В.И. Газодизельные автомобили (конструкция, расчёт, эксплуатация) : учеб. пособие [Текст]/ В.И.Ерохов, А.Л.Карунин. – М.: Граф-Пресс, 2005. – 560 с.
2. Кленников, Е.В. Газобаллонные автомобили: техническая эксплуатация. [Текст]/Е.В.Кленников, О.А.Мартиров, М.Ф.Крылов. – М.: Транспорт, 1986. – 175 с.
3. Певнев, Н.Г. Техническая эксплуатация газобаллонных автомобилей [Текст] / Н.Г.Певнев, А.П.Елгин, Л.Н.Бухаров, В.Ф.Крылов, В.Ф.Рачков. – Омск.: СиБади, 2002. - 220 с.
4. Дехтеринский, Л.В. Технология ремонта автомобилей. [Текст] / Л.В.Дехтеринский, В.П.Апсин, Г.Н.Доценко и др.; под ред. Л.В.Дехтеринского. – М.: Транспорт, 1979. – 342 с.
5. Морозов, В.А. Методика прогнозирования потенциала работоспособности редуктора-испарителя / В.А.Морозов, А.А.Филиппов, Е.В.Бондаренко, А.Н.Мельников // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. – 2010. – № 4(52). – с. 31–36.

Бондаренко Елена Викторовна

Оренбургский государственный университет, Россия, г. Оренбург

Доктор технических наук, профессор кафедры “Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей”

(ТЭРА)

Тел.+7 (3532) 757771

E-mail: tera@mail.osu.ru

Филиппов Андрей Александрович

Оренбургский государственный университет, Россия, г. Оренбург

Кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры ТЭРА

Тел.+7 (3532) 757771

E-mail: andrulia@rambler.ru

Морозов Владислав Анатольевич

Оренбургский государственный университет, Россия, г. Оренбург

Аспирант кафедры ТЭРА

Тел.: +7 (906) 8445842,

E-mail: vlad1485@yandex.ru

А.А. БАБОШИН, В.С. МАЛЫШЕВ

МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДВС

В статье предложена методика комплексного диагностирования двигателей. Она может быть использована как при диагностировании автомобилей в условиях автосервиса, так и в учебном процессе при подготовке специалистов занимающихся диагностикой автотранспортных средств.

Ключевые слова: автомобильные двигатели, диагностика, средства диагностики, методы диагностирования.

The article presents the methods of the complex diagnostics the engines. The methods can be used at diagnostics of the cars in car service center and in scholastic process.

Key words: automobile engines, diagnostics, diagnostic tools, methods and technology of diagnostics.

Работоспособность цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) в основном определяется зазором между поршнем и гильзой, износом компрессионных и маслосъемных колец. Указанные параметры достаточно тесно связаны с количеством газов, прорывающихся в картер. Увеличение неплотностей ЦПГ двигателя вызывает повышение расхода газов, прорывающихся в картер, а также давления в картере.

Увеличение прорвавшихся в картер газов вызывает снижение мощности двигателя и повышение удельного расхода топлива; повышение температуры деталей ЦПГ, потерю упругости колец; повышенный износ цилиндров и колец; коксование масла в канавках поршня и поршневых кольцах с последующей потерей подвижности колец; потерю масла из картера через систему вентиляции и сальниковые уплотнения. Прорыв газов в картер приводит к быстрому окислению масла и потере его свойств. Но вместе с этим прорыв газов в картер одновременно является и диагностическим параметром, отражающим изменение состояния пары трения «поршень – гильза».

Для первоначальной оценки состояния ЦПГ предлагается проводить диагностирование по параметру давления газов в картере. Данный метод представляет собой так называемое «экспресс-диагностирование», которое дает информацию о наличии или отсутствии неисправностей в состоянии ЦПГ. Далее производится уточнение поставленного диагноза с использованием разработанной методики, изложенной ниже.

Целью разработанной методики комплексного диагностирования является всесторонняя оценка герметичности камеры сгорания, оценка состояния ЦПГ, плотности прилегания клапанов, правильности процесса сгорания смеси.

Методика комплексного диагностирования включает в себя следующие виды проверки.

1. Производится измерение пульсаций давления в картере. Характер пульсаций давления газов в картере, в зависимости от угла поворота коленчатого вала, имеет синусоидальную форму, амплитуда давления с увеличением неплотностей в цилиндре возрастает. Осциллограммы пульсаций, возникающих от давления газов, прорывающихся в картер четырехцилиндрового двигателя при нормальном техническом состоянии ЦПГ и при неплотностях, имеющихся, например, в третьем цилиндре, приведены на рисунке 1.

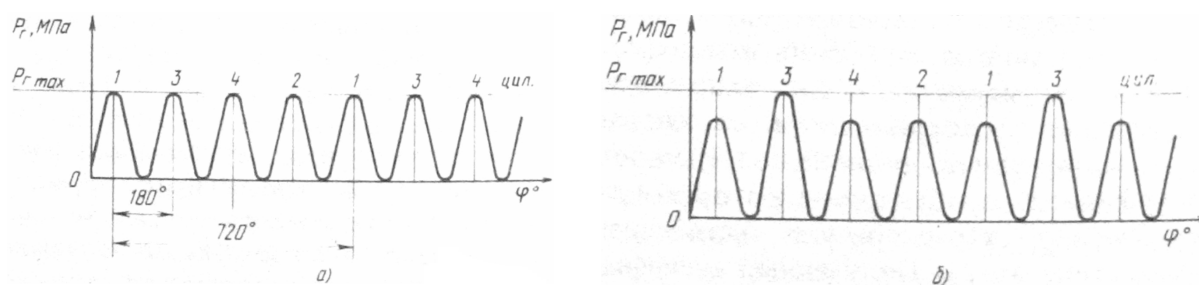


Рисунок 1 - Осциллограммы пульсаций давления газов, прорывающихся в картер двигателя:

- а) – при исправном техническом состоянии ЦПГ;**
- б) – при нарушении герметичности в 3 цилиндре**

2. Проверяется состояние системы зажигания, анализируются осциллограммы напряжения во вторичной цепи. Известно, что чем ниже компрессия в цилиндре, тем ниже напряжение пробоя искрового промежутка свечи зажигания (при прочих равных условиях). Пример осциллограммы вторичного напряжения показан на рисунке 2; в четвертом цилиндре с низкой компрессией напряжение пробоя занижено.



Рисунок 2 - Осциллограмма вторичного напряжения: причиной заниженного напряжения пробоя является плохая герметичность камеры сгорания

3. Производится оценка относительной компрессии в цилиндрах по току, потребляемому стартером при прокрутке двигателя. Для цилиндров двигателя с одинаковой компрессией, характерна одинаковая амплитуда пульсаций стартерного тока. При снижении компрессии в отдельных цилиндрах, наблюдается соответственное уменьшение амплитуды пульсаций тока. Осциллограмма тока, потребляемого стартером при прокрутке двигателя, представлена на рисунке 3.

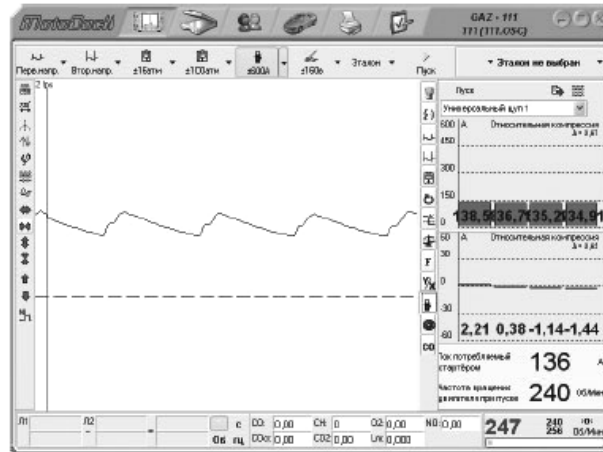


Рисунок 3 - Осциллограмма тока, потребляемого стартером при прокрутке двигателя

4. Регистрируется падение напряжения на клеммах аккумуляторной батареи при прокрутке двигателя стартером. Осциллограммы пульсации напряжения с нормальной и уменьшенной компрессией, например, в первом, втором, пятом и шестом цилиндрах шестицилиндрового двигателя приведены на рисунке 4.

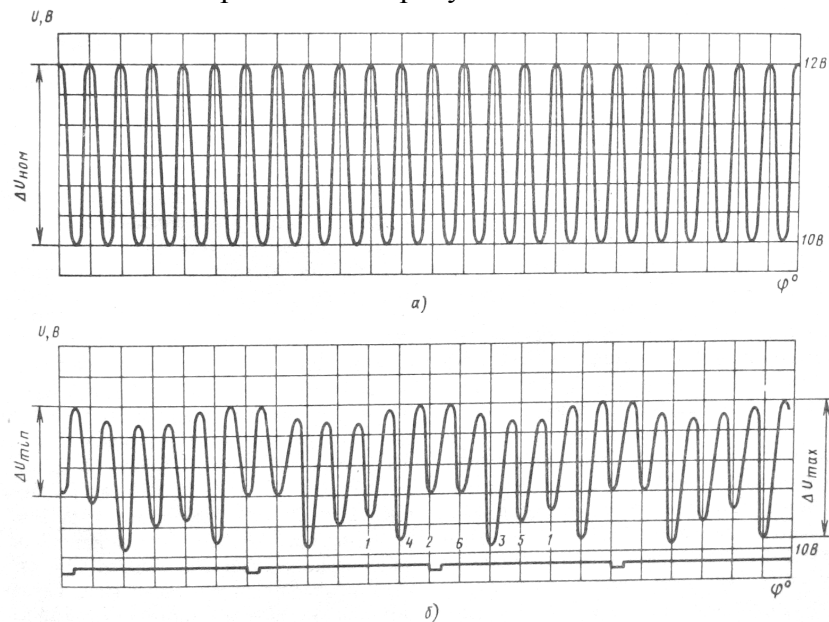


Рисунок 4 - Осциллограммы пульсаций напряжения на клеммах аккумуляторной батареи при прокрутке двигателя стартером: а) – при нормальной компрессии в цилиндрах; б) – при уменьшенной компрессии в цилиндрах 1, 2, 5 и 6

5. Производится проверка эмиссии отработавших газов. Определяется количество оксидов углерода CO , углеводородов CH , кислорода O_2 , количество CO_2 .

Оксид углерода CO является основным показателем состава смеси: чем выше концентрация CO , тем богаче смесь.

Углекислый газ CO_2 является индикатором эффективности сгорания; CO_2 достигает максимума при $\alpha \approx 1$ и уменьшается при бедных или богатых смесях.

Углеводородные соединения CH содержатся в выпускных газах в виде продуктов неполного окисления и разложения топлива и в виде паров топлива при всех режимах работы двигателя, включая режимы его наилучшей экономичности. Уменьшение состава углеводородов является возможным посредством: правильного сгорания топлива в камере

сгорания; правильной регулировки угла опережения зажигания; использования нейтрализатора. Высокое содержание $СН$ часто вызвано проблемами в системе зажигания.

Кислород O_2 отражает количество газа, остающегося в выхлопном тракте после того, как произошел процесс сгорания. При оптимальных условиях работы двигателя процент кислорода, присутствующего в выхлопных газах должен быть ниже 2%. Высокое содержание O_2 обусловлено нарушением герметичности камеры сгорания, неисправностями в системе зажигания и др.

Таким образом, проведя анализ количества различных компонентов в отработавших газах можно сделать общее заключение о состоянии двигателя, процессах смесеобразования и сгорания.

6. Производится измерение компрессии с использованием компрессометра и проверка герметичности камеры сгорания с использованием пневмотестера.

7. Производится измерение давления в цилиндре при работе двигателя на холостом ходу и на повышенной частоте вращения с использованием датчика давления (1,6 МПа), который устанавливается вместо свечи зажигания проверяемого цилиндра. Пример осциллограммы давления в цилиндре показан на рисунке 5.

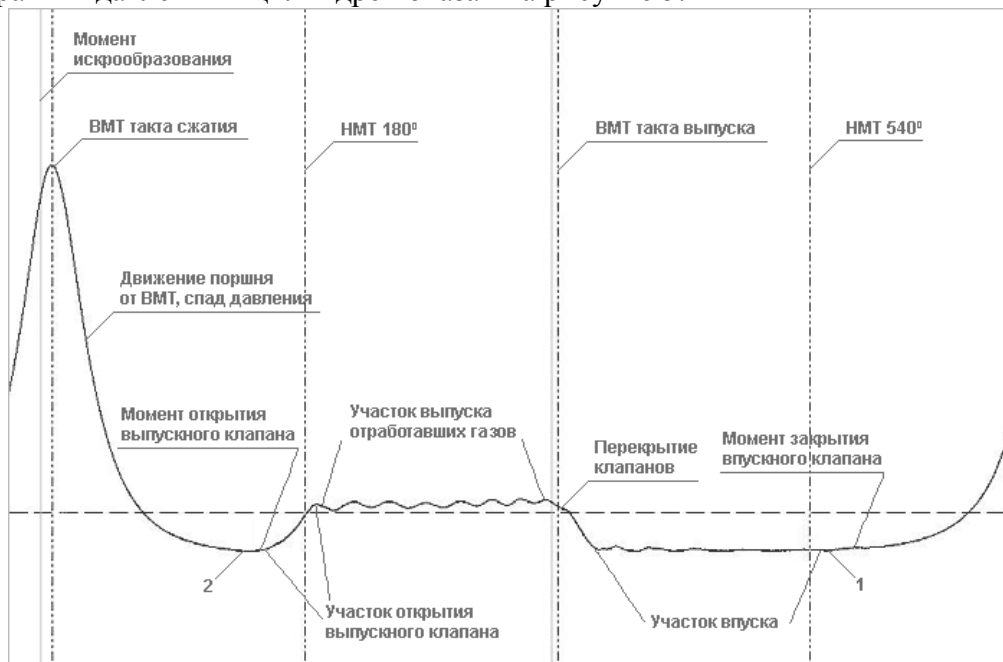


Рисунок 5 - Осциллограмма давления в цилиндре двигателя

Осциллограмма давления в цилиндре позволяет определить: реальный угол опережения зажигания; состояние механической части двигателя; правильность установки распределительных валов впускных и выпускных клапанов; проходимость выпускной системы; значение разрежения во впускном коллекторе на такте впуска и др.

8. Производится диагностирование двигателя по падению частоты вращения коленчатого вала при отключении цилиндров. Вклад отдельных цилиндров определяется путем измерения и последующего сравнения величин снижения оборотов коленчатого вала в результате поочередного отключения цилиндров работающего двигателя. Выключенные цилиндры дополнительно нагружают коленчатый вал двигателя, при этом угловая скорость

коленчатого вала снижается тем сильнее, чем больше мощность отключаемых цилиндров и ниже мощность работающих.

9. Производится измерение неравномерности вращения коленчатого вала. Известно, что даже при установившемся режиме работы двигателя угловая скорость вращения коленчатого вала не остается постоянной, а периодически изменяется. Причиной изменения частоты вращения ДВС является неравномерность прикладываемого крутящего момента по углу поворота коленчатого вала. Имеющаяся жесткая связь изменения угловой скорости коленчатого вала с давлением газа в цилиндре позволяет использовать неравномерность вращения коленчатого вала в качестве диагностического параметра для определения качества рабочего процесса, протекающего в ДВС. Примеры изменения частоты вращения двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала при всех работающих цилиндрах и при отключенном, например, четвертом цилиндре приведены на рисунке 6.

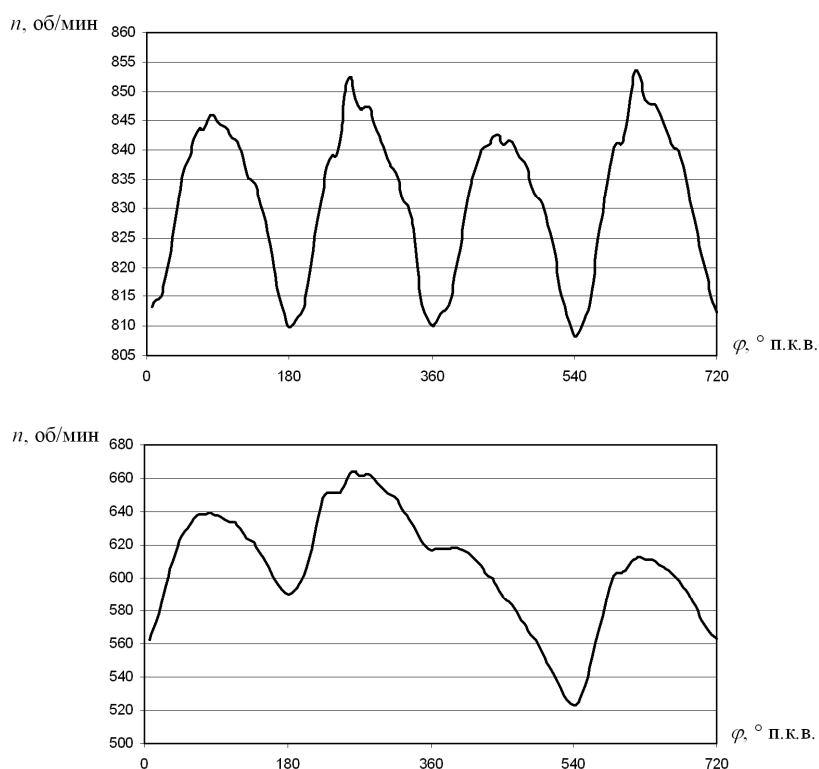


Рисунок 6 - Осциллограммы изменения частоты вращения двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала: при всех работающих цилиндрах (сверху) и отключенном четвертом цилиндре (снизу); (порядок работы цилиндров 1-3-4-2)

Каждый из методов диагностирования двигателей, несмотря на все положительные стороны, обладает большим количеством недостатков. Одни методы позволяют оценить состояние двигателя, но не позволяют узнать конкретное место неисправности, другие – не позволяют осуществлять прогнозирование ресурса работы двигателя. Таким образом, для постановки правильного диагноза необходимо использовать несколько методов диагностирования и анализировать диагностические параметры в совокупности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Диагностика автомобилей: диагностика при помощи датчика разрежения [Электрон. ресурс]. – http://www.autodiagnos.com.ua/Diagnos/diagnos_vacuum_usb.htm.
2. Мирошников, Л.В. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях [Текст] / Л.В. Мирошников и др. – М.: Транспорт, 1977. – 263 с., ил.
3. Технические средства диагностирования: Справочник [Текст] / В.В. Ключев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1989. – 672 с., ил.
4. QUANTEX Laboratory [Электрон. ресурс]. – <http://www.quantexlab.ru/>.
5. CHIPTUNER.RU [Электрон. ресурс]. – <http://chiptuner.ru/>.

Бабошин Андрей Александрович

Мурманский государственный технический университет, г. Мурманск

Младший научный сотрудник, ассистент кафедры «Энергетики и транспорта», аспирант

Тел.: +7 (8152) 437639

E-mail: tpptpptpp@mail.ru

Малышев Владимир Сергеевич

Мурманский государственный технический университет г. Мурманск

Кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Энергетики и транспорта»

Тел.: +7 (8152) 477129

E-mail: malyshevvs@mstu.edu.ru

В.В. ВОЛОШКО, И.И. САЛАХОВ

МОДУЛЬ АВТОМАТИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Рассмотрены тенденции и проблемы создания современных автоматических трансмиссий. Представлены кинематические схемы и конструкции новых автоматических коробок передач на основе разработанного авторами универсального многопоточного дифференциального механизма.

Ключевые слова: автоматическая коробка передач, планетарная система, универсальный многопоточный дифференциальный механизм.

The tendencies and problems are considered at creation modern automatic transmission. Are submitted of the kinematical circuit and design of new automatic boxes of transfers on the basis of the universal multilane differential mechanism, developed by the authors.

Key words: automatic transmission, planetary system, universal multiple stream differential mechanism.

Введение. Использование коробок передач планетарного типа в автоматических трансмиссиях транспортных средств обусловлено возможностью получения малогабаритной, компактной по компоновке конструкции, легко вписывающейся в ограниченное габаритами кузова пространство и обеспечивающие экономичность, динамичность, комфорт, безопасность движения.

На сегодняшний день можно выделить две тенденции развития трансмиссий с автоматической коробкой передач (АКП). Одна из них характеризуется постоянным увеличением числа передач, что вызвано потребностью значительного улучшения топливно-экономических показателей автомобилей. Вторая тенденция развития - совершенствование электронного блока управления и его программного обеспечения, обусловленное требованиями к эксплуатационным свойствам автотранспортных средств.

Анализ автоматических коробок передач. В настоящее время для повышения тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобилей применяются коробки передач с числом ступеней от пяти и выше для легковых и некоторых грузовых автомобилей, и от восьми передач и выше - для грузовых автомобилей, например, для магистральных тягачей. Увеличение числа передач достигается за счет того, что изменяют уже существующие схемы дополнительными планетарными рядами [1,3].

Недостатком вышеуказанных конструкций коробок передач является необходимость изменения кинематической схемы при изменении числа передач, что значительно усложняет конструкцию за счет увеличения числа зубчатых зацеплений и элементов управления, приводит к увеличению массы и габаритов трансмиссии, вызывает увеличение потерь мощности в силу большого числа зубчатых зацеплений, ведомых элементов, подшипниковых узлов. Следует отметить, что ненагруженное зубчатое зацепление планетарного механизма, наряду с зацеплением, передающим мощность, снижает КПД механизма.

Большинство планетарных коробок передач автоматических трансмиссий построено по одной из двух планетарных систем [1]:

- системе Симпсона;
- системе Равиньо (со сцепленными сателлитами).

Эти планетарные системы позволяет реализовать четыре передачи при одновременном включении двух управляющих элементов, что определяет данные системы как трехступенные с полным использованием управляющих элементов: - две понижающие передачи; - прямая передача; - задний ход, при использовании пяти управляющих элементах,

в том числе - две фрикционные блокирующие муфты, два фрикционных тормоза и муфта свободного хода. Анализ планетарных систем при числе передач равным четырем, отдает предпочтение применению автоматических коробок передач (АКП) с тремя степенями свободы, несмотря на то, что число элементов управления таких коробок передач то же, что и у АКП с двумя степенями свободы. Дело в том, что в АКП с тремя степенями свободы для получения четырех передач достаточно двух дифференциальных механизмов, а в АКП с двумя степенями свободы трех дифференциальных механизмов. Однако при числе передач равным четырем АКП с тремя степенями свободы является более сложным объектом по сравнению с АКП с двумя степенями свободы в виду конструктивной сложности, двух фрикционов и существенного усложнения системы управления.

Учитывая выше сказанное, при числе передач равных четырем всегда более перспективна применение АКП с двумя степенями свободы [3]. Одним из недостатков таких систем считается большая металлоемкость за счет наличия дополнительных дифференциальных механизмов, а явным преимуществом возможность получения передаточных чисел равных расчетным и значительно более простая система управления. Использование широко известного принципа построения многоскоростных механических КП за счет добавления к основной коробке делителя и демультипликатора возможна и при построении структуры многоскоростных АКП если в качестве основной коробки (модуля) использовать планетарную систему двухстепенного АКП с четырьмя-пятью передачами, обладающую минимально возможным числом основных звеньев с целью уменьшения металлоемкости и габаритов.

Модуль автоматических коробок передач. В качестве модуля при создании ступенчатых АКП проблемной лабораторией «Дифференциальные зубчатые и гидромеханические вариаторы» (ИНЭКА) разработана планетарная система (ПС), названная универсальным многопоточным дифференциальным механизмом (УМДМ) [4].

Предложенная ПС УМДМ позволяют получить значения внутренних передаточных отношений очень близких или полностью совпадающих с расчетными, что является отличительным свойством двухстепенных АКП. Компактность ПС УМДМ определяется тем, что при трех планетарных рядах число дифференциальных механизмов равно четырем, а число основных звеньев равно шести. При этом ПС УМДМ, в отличие от вышеуказанных схем, при постоянном ведущем звене обеспечивает получение на ведомом звене пяти передач: - три понижающих передач; - прямая передача; - задний ход, при использовании пяти управляющих элементов, в том числе – фрикционная блокирующая муфта и четыре фрикционных тормоза. Принципиальная схема ПС УМДМ приведена на рис.1.

ПС УМДМ состоит из трех планетарных рядов, включающих в себя четыре основных типа дифференциальных механизмов с общим водилом [2].

Первый планетарный ряд состоит из солнечной центральной шестерни 1, водила 5 сателлитов 2 и коронного колеса 6. Второй планетарный ряд состоит из водила 5, сцепленных сателлитов 2', 3 и коронного колеса 7. Третий планетарный ряд состоит из солнечной центральной шестерни 4, водила 5 сателлитов 3' и коронного колеса 8.

В то же время первый планетарный ряд, сцепленные сателлиты 2-2', 3-3' и коронное колесо 8 представляет собой дифференциальный механизм с отрицательным значением передаточного отношения между коронными колесами 6 и 8.

Солнечная центральная шестерня 1, второй планетарный ряд, сателлиты 3', коронное колесо 8 представляет собой дифференциальный механизм с положительным значением передаточного отношения между коронными колесами 7 и 8.

Солнечная центральная шестерня 1, водило 5, сцепленные сателлиты 2-2', 3-3', солнечная центральная шестерня 4 представляет собой дифференциальный механизм с отрицательными значениями передаточных отношений между солнечными центральными шестернями 1, 4.

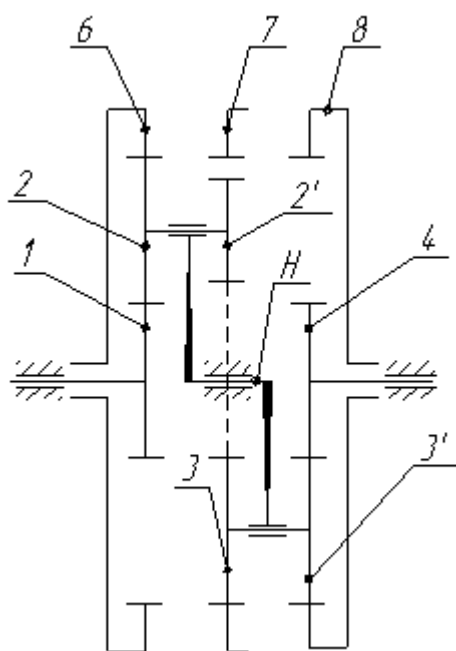


Рисунок 1 - Кинематическая схема ПС УМДМ:

**1, 4 – солнечные центральные шестерни, 2-2', 3-3' – сцепленные двухвенцовые сателлиты,
5 – водило, 6, 7, 8 – коронные колеса**

Солнечная центральная шестерня 1, водило 5, сцепленные сателлиты 2-2', 3-3', коронное колесо 8 представляет собой дифференциальный механизм с положительным значением передаточного отношения между солнечной шестерней 1 и коронным колесом 8.

Таким образом, многопоточный дифференциальный механизм представляет собой совокупность четырех дифференциальных механизмов с общим для всех четырех дифференциальных механизмов водилом 5.

Применение УМДМ в структуре АКП в качестве модуля позволяет решать задачу создания АКП различного назначения и для различных режимов работы, а также решение технической задачи по улучшению характеристик трансмиссий транспортных средств за счет достижения технического результата, который заключается:

- в увеличении диапазона изменения передаточных отношений;
- в уменьшении шага между передачами в пределах принятого диапазона;
- в улучшении тягово-динамической и топливно-экономической характеристик за счет увеличения числа передач до 8-12;
- в уменьшении энерговооруженности коробки передач, так как для получения передачи включается один или два управляющих элемента, что ведет к упрощению системы управления и отбирается меньше мощности двигателя транспортного средства;
- в увеличении КПД АКП за счет коротких кинематических цепей;
- в расширении типов трансмиссий.

Автоматические коробки передач на основе ПС УМДМ. В настоящее время на основе предложенного модуля разработаны различные варианты кинематических схем для 4-х, 8-ми, 12-ти ступенчатых АКП, а также методы их кинематического и силового расчета [4].

В варианте конструкции (рисунок 2), когда входным звеном является солнечная центральная шестерня первого планетарного ряда УМДМ, при последовательном включении только одного управляющего элемента получаем четыре передачи прямого хода: а) нейтральная; б) понижающие (1-3 передачи); в) прямая; г) задняя передача.

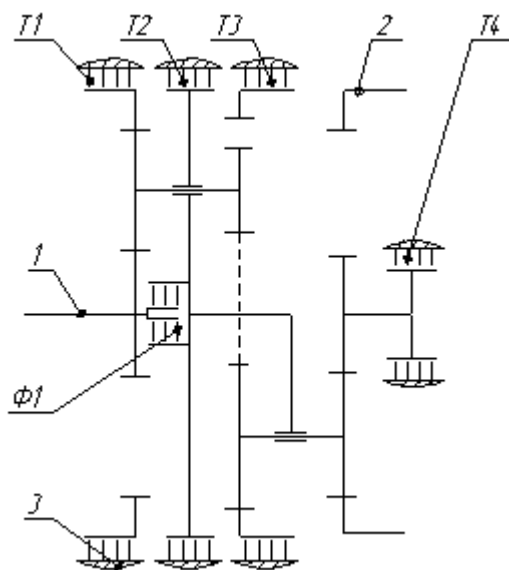


Рисунок 2 - Кинематическая схема автоматической 4-х ступенчатой АКП:
 1 – входное звено; 2 – выходное звено; 3 – корпус коробки передач; Ф1 – фрикционная блокирующая муфта; T1, T2, T3, T4 – фрикционные тормоза

В варианте конструкции (рисунок 3), предусматривающем возможность последовательного соединения солнечной центральной шестерни первого планетарного ряда и водила с помощью фрикционных блокирующих муфт с входным звеном УМДМ и последовательным одновременным включением двух управляющих элементов получаем восемь передач прямого хода в том числе две повышающие: а) нейтральная; б) понижающие (1-5 передачи); в) прямая; г) повышающие (7-8 передачи); д) задняя передача.

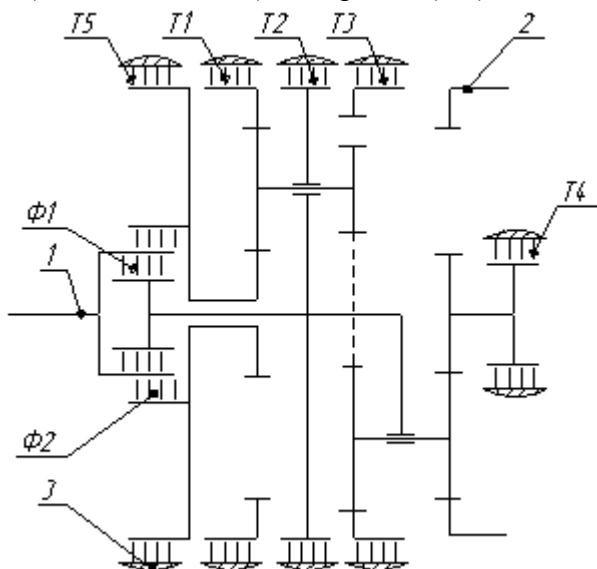


Рисунок 4 - Кинематическая схема автоматической 8-ми ступенчатой планетарной коробки передач с одной передачей заднего хода:
 1 – входное звено; 2 – выходное звено; 3 – корпус коробки передач; Ф1, Ф2 – фрикционные блокирующие муфты; T1, T2, T3, T4, T5 – фрикционные тормоза

Заключение. Разработанные кинематические схемы позволяют в автоматических ступенчатых планетарных коробках передач, имеющих в своей основе ПС УМДМ, обеспечить от четырех до двенадцати передач переднего хода. Дискретность передаточных чисел АКП значительно меньше, что обеспечивает большую способность двигателю

приспособляться к изменяющимся условиям дорожного сопротивления и обеспечивать более высокие тягово-динамические и топливно-экономические показатели автомобиля. Высокое КПД обеспечивается за счет коротких кинематических цепей и совмещения двух движений, одно из которых является переносным. Значительно меньшие энергозатраты на создание высокого давления в гидросистеме управления АКП обеспечивается минимальным использованием фрикционных блокирующих муфт, в гидросистемах управления которых и происходят максимальные потери расхода рабочей жидкости через вращающиеся уплотнения. Переключение передач осуществляется без разрыва потока мощности за счет минимального количества одновременно переключаемых управляющих элементов. Габариты АКП уменьшаются за счет минимального числа основных звеньев, объединенных в УМДМ общим водилом, и уменьшением числа управляющих элементов при одном и том же количестве передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Косенков, А.А. Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий [Текст] / А.А. Косенков. - Ростов н/Д. : «Феникс», 2003. - 416 с.
2. Кожевников, С.Н. Теория механизмов и машин [Текст] / С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1969. - 584 с.
3. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов [Текст] / В.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. - 590 с.
4. Пат. 2384773 Российская Федерация, Автоматическая ступенчатая планетарная коробка передач [Текст] / опубл. 20.03.10.

Салахов Ильдар Ильгизарович

Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные челны

Старший преподаватель кафедры «Двигатели внутреннего сгорания»

Тел. +7 (917) 273 9893

E-mail: ildarsz@rambler.ru

Волошко Владимир Владимирович

Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные челны

Заведующий лабораторией «Дифференциальные зубчатые и гидромеханические вариаторы»

Тел. +7 (917) 273 9893

E-mail: ildarsz@rambler.ru

НАУЧНЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ К СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Обеспечение экологической и технической безопасности автомобильного транспорта в настоящее время направлено на совершенствование электронной системы управления двигателем автомобиля с целью повышения его эксплуатационной надёжности. Определение технического состояния двигателя и его систем осуществляется с помощью большого количества диагностических устройств, наиболее эффективными из которых являются диагностические комплексы, позволяющие считывать и отображать диагностические параметры, по величине которых можно судить о техническом состоянии двигателя и выявлять определённые неисправности.

Однако существующие диагностические комплексы фактически выдают информацию в виде численных или графических величин диагностических параметров без указания конкретных неисправностей. Последние выявляются в ходе детального анализа этих данных специалистом, проводящим диагностирование, что требует соответствующей подготовки и связано с достаточно высокой трудоёмкостью и стоимостью работ.

Для решения такой задачи необходимо разрабатывать новые диагностические комплексы, в основу которых положена электронно-вычислительная техника. Создание инновационного диагностического комплекса для автомобильных бензиновых двигателей заключается в необходимости разработать математическую модель корреляционной связи неисправностей и диагностируемых параметров автомобиля.

Фактически необходимо разработать статистико-математическую модель множественной регрессии (уравнение регрессии с несколькими переменными величинами), т. е. зависимость результативного признака от нескольких факторных признаков (1).

$$\lambda = a_0 + a_1(CH) + a_2(CO) + a_3(CO_2) + a_4(O_2) + a_5 T + a_6 Q + a_7 \varphi_{oz} + a_8 U_{O_2} + a_9 U_{d.d.} + a_{10} k + a_{11} p + a_{12} U_{np}. \quad (1)$$

В качестве результативного признака следует принять коэффициент избытка воздуха λ , поскольку он является наиболее объективным показателем оценки работы двигателя и его систем, отображает полноту сгорания рабочей смеси в двигателе и при оптимальном своём значении характеризует исправность и работоспособность двигателя.

В качестве факторных признаков следует принять следующие наиболее существенные диагностические параметры: CH – содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах, ppm; CO – содержание оксида углерода в отработавших газах, %; CO_2 – содержание диоксида углерода в отработавших газах, %; O_2 – содержание кислорода в отработавших газах, %; T – время впрыска топлива форсункой, мс; Q – массовый расход воздуха двигателем, кг/ч; φ_{oz} – угол опережения зажигания, град.; U_{O_2} – величина напряжения датчика кислорода, В; $U_{d.d.}$ – величина напряжения датчика детонации, В; k – коэффициент коррекции времени впрыска; p – разрежение во впускном коллекторе, кПа; U_{np} – величина напряжения пробоя на электродах свечи зажигания, кВ.

Разработав модель множественной регрессии необходимо провести анализ для выявления степени влияния рассматриваемых факторов на коэффициент избытка воздуха для выбранного режима работы двигателя, как по частному коэффициенту эластичности, так и по нормированному коэффициенту регрессии.

Данные таблицы 1 показывают, что при анализе частного коэффициента эластичности фактор x_{11} оказывает наибольшее влияние на коэффициент избытка воздуха ($\mathcal{E}_{11} = 1,945$). При этом данный фактор оказывает большее влияние в 1,06 раза, чем фактор x_5 ($\mathcal{E}_{11}/\mathcal{E}_5 = 1,06$); в 1,2 раза, чем фактор x_7 ($\mathcal{E}_{11}/\mathcal{E}_7 = 1,2$); в 3 раза, чем фактор x_6 ($\mathcal{E}_{11}/\mathcal{E}_6 = 3$); в 2,2 раза, чем фактор x_3 ($\mathcal{E}_{11}/\mathcal{E}_3 = 2,2$) и т.д.

Анализ нормированного коэффициента регрессии показывает, что фактор x_{11} оказывает большее влияние на величину λ в 0,4 раза, чем фактор x_5 ($\beta_{11}/\beta_5 = 0,4$); в 0,79 раза, чем фактор x_6 ($\beta_{11}/\beta_6 = 0,79$); в 0,52 раза, чем фактор x_6 ($\beta_{11}/\beta_6 = 0,52$); в 1,69 раза, чем фактор x_3 ($\beta_{11}/\beta_3 = 1,69$) и т.д.

Вышеизложенное свидетельствует о том, что для всех факторов отношение β_{11}/β_i по численному значению практически во всех случаях меньше отношений $\mathcal{E}_{11}/\mathcal{E}_i$. Так для выбранного режима $\beta_{11}/\beta_5 = 0,4 < \mathcal{E}_{11}/\mathcal{E}_5 = 1,06$; $\beta_{11}/\beta_7 = 0,79 < \mathcal{E}_{11}/\mathcal{E}_7 = 1,2$; $\beta_{11}/\beta_6 = 0,52 < \mathcal{E}_{11}/\mathcal{E}_6 = 3$. Это говорит о том, что при учёте вариаций факторов их влияние на коэффициент избытка воздуха λ определяется более точно. По этой причине анализ следует проводить по нормированным коэффициентам регрессии β_i .

На основании расчётных данных, представленных в таблице 1, строим диаграммы ранжировки диагностических параметров (факторов) по степени их влияния на коэффициент избытка воздуха (рисунок 1).

Анализ диаграмм (рисунок 1) показывает, что наиболее существенное влияние на коэффициент λ оказывают факторы, характеризующие состав смеси: x_2 (содержание оксида углерода CO), x_2 (содержание несгоревших углеводородов CH), x_5 (время впрыска топлива форсункой T), x_8 (напряжение на датчике кислорода U_{O_2}), x_6 (массовый расход воздуха двигателем Q), x_3 (содержание углекислого газа CO_2). Остальные факторы x_7 , x_{11} , x_4 , x_{10} , x_9 и x_{12} оказывают влияние на вышеперечисленные факторы и, как следствие, косвенное, незначительное влияние на состав смеси и полноту сгорания топлива.

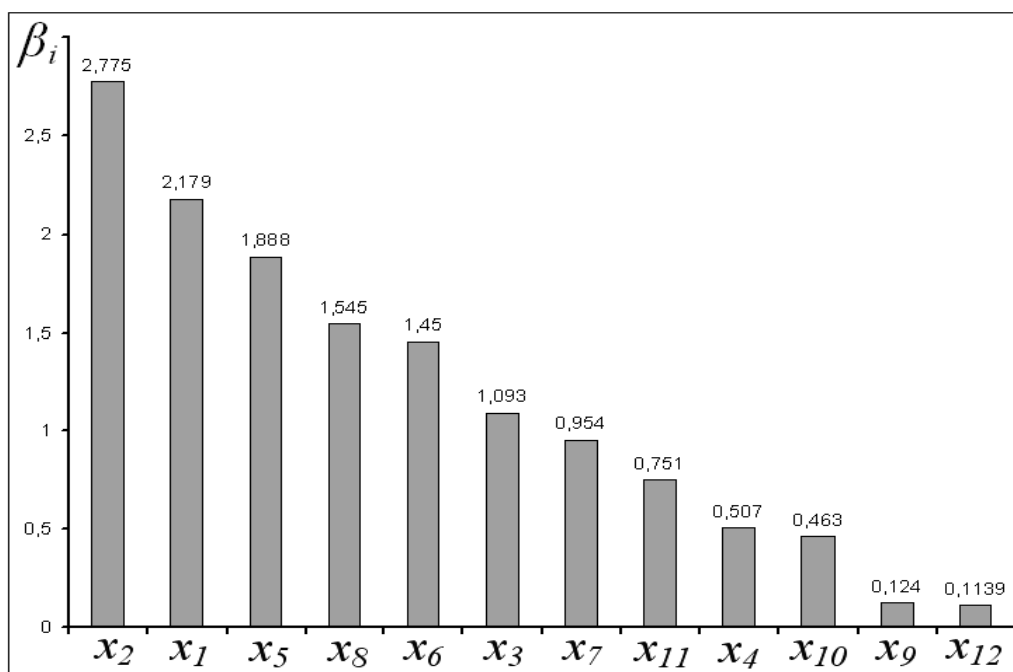


Рисунок 1 - Ранжировка диагностических параметров (факторов) по степени их влияния на коэффициент избытка воздуха по нормированному коэффициенту регрессии β_i

Проведённый анализ показывает, что для оценки технического состояния двигателя и его систем в качестве максимально информативных факторных признаков необходимо использовать предложенные двенадцать диагностических параметров

На основании проведённых экспериментальных исследований нами разработан метод выявления конкретных неисправностей двигателя и его систем, базирующийся на выявлении интегральных показателей неисправностей, что легло в основу предложенного алгоритма работы диагностического комплекса, представленного на рис. 2, который позволяет обработать диагностическую информацию и выдавать достоверный результат на дисплей персонального компьютера, что способствует упрощению процесса технического обслуживания автомобиля.

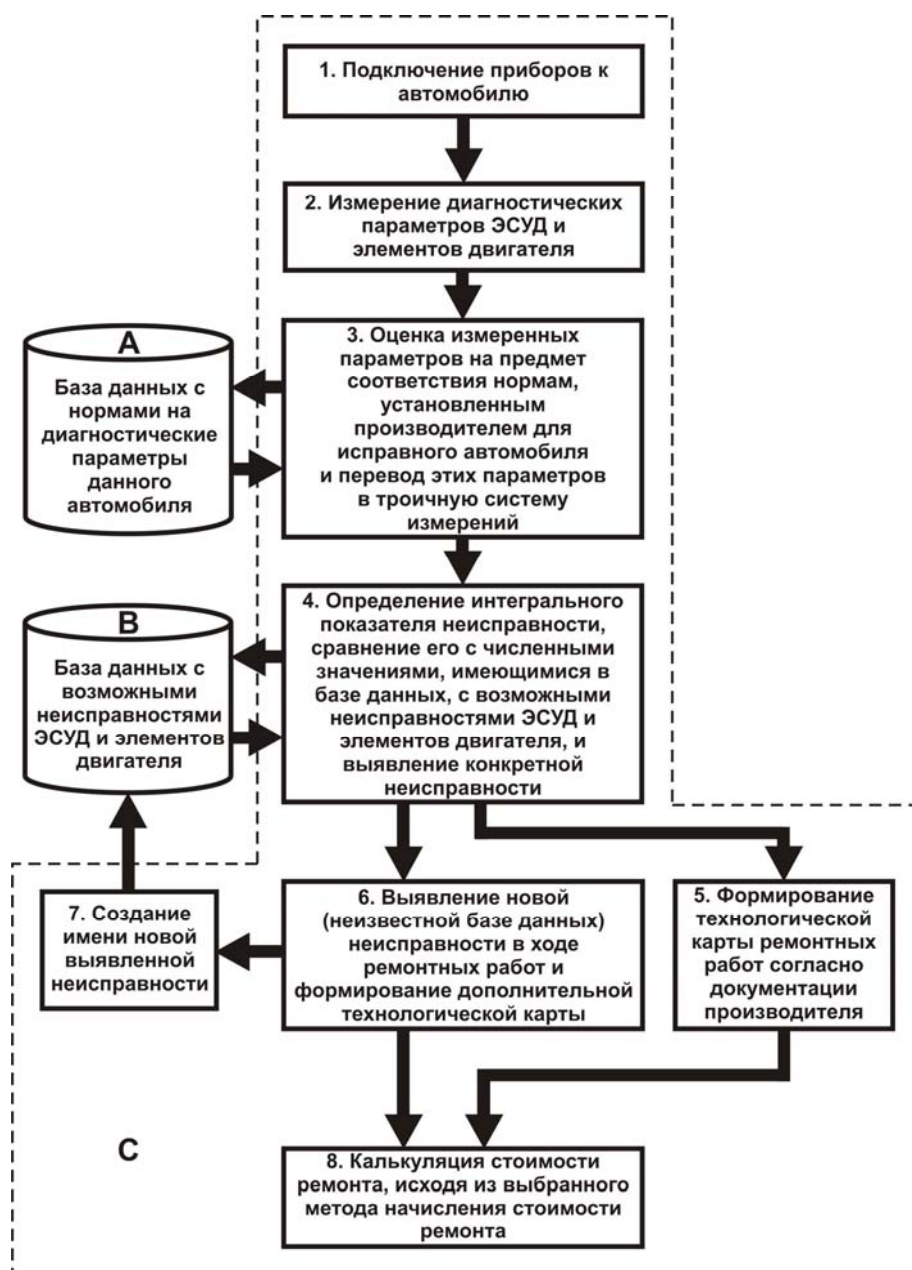


Рисунок 2 - Алгоритм работы диагностического комплекса

Данный диагностический комплекс включает в себя базу А данных с нормами на диагностические параметры обслуживаемого автомобиля и базу В данных с возможными неисправностями ЭСУД и элементов двигателя, а также алгоритм С работы комплекса со следующими операциями: 1) подключение приборов к автомобилю; 2) измерение диагностических параметров ЭСУД и элементов двигателя; 3) оценка измеренных параметров на предмет соответствия нормам, установленным производителем для

исправного автомобиля, и обработка этих параметров; 4) определение интегрального показателя неисправности, сравнение его с численными значениями, имеющимися в базе данных с возможными неисправностями ЭСУД и элементов двигателя, и выявление конкретной неисправности; 5) формирование технологической карты ремонтных работ согласно документации производителя; 6) выявление новой (неизвестной базе данных) неисправности в ходе ремонтных работ и формирование дополнительной технологической карты; 7) создание имени новой выявленной неисправности; 8) калькуляция стоимости ремонта, исходя из выбранного метода начисления стоимости ремонта.

Предложенные теоретико-методологические и научно-практические подходы создания диагностических комплексов позволяют совершенствовать алгоритмы выявления конкретных неисправностей и определения технического состояния автомобилей с наименьшими трудовыми и материальными затратами.

Корчагин Виктор Алексеевич

Липецкий государственный технический университет, г. Липецк

Заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Управление автотранспортом»

Тел. +7 (474) 232 8207

E-mail: rizaeva.u.n@yandex.ru

Мусаелянц Геннадий Гургенович

Пятигорский государственный технологический университет

Доктор технических наук, зав. кафедрой «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования»

Тел. +7 (87933) 384331

Павленко Евгений Александрович

Пятигорский государственный технологический университет

Аспирант кафедры «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования»

Тел. +7 (87933) 384331

Д.О. ЛОМАКИН, О.В. ЧУКИН

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА СЕРВИСНЫХ УСЛУГ

Рассматривается сложившаяся ситуация в сфере автотранспортных услуг, а также возникшие проблемы, связанные с переходом к рыночному механизму хозяйствования. Определяется важность качества технического обслуживания автомобилей и актуальность исследований, направленных на его повышение.

Ключевые слова: автосервис, услуга, качество, оценка.

The current situation in the sphere of automobile transportation services and also recently risen problems connected with the transition to the market management mechanism are under consideration. The importance of automobile maintenance proficiency and relevancy of research directed to the quality improvement are determined.

Key words: car-care center, service, quality, an estimation.

Определяющим фактором развития рынка услуг по автотехобслуживанию (АТО) является парк автомобилей и тенденции его роста. Закономерности развития автомобильного парка в России сегодня сравним с закономерностями развития в странах с развитой автомобильной промышленностью.

Последние годы (2000...2010 гг.) отмечены высокими темпами автомобилизации, как по стране, так и в отдельных регионах. Так ежегодный прирост числа автомобилей составляет 5 – 8%. На темпы прироста автомобильного парка в РФ влияет достаточно большое число факторов различного порядка. В свою очередь увеличение численности автомобилей приводит к повышению спроса на услуги предприятий технического сервиса автомобилей (ПТСА). Однако автомобильный парк страны весьма неоднороден по своей структуре, что обуславливает наличие различных ПТСА, способных удовлетворить разнообразные запросы потребителей.

Высокие темпа роста автомобильного парка обусловили повышение спроса на услуги ПТСА и привели к бурному развитию частных предприятий, оказывающих услуги в этой области.

На сегодняшний день успешно функционируют и развиваются ПТСА разных форм собственности, видов деятельности и форм обслуживания – фирменные центры по техническому обслуживанию и ремонту, дилерские центры, частные независимые СТО и гаражные мастерские.

Таким образом, можно отметить, что спрос на услуги по техническому обслуживанию и ремонту транспортных средств удовлетворен (или удовлетворяется большая его часть) в количественном плане. При этом вопрос качества предоставляемых услуг является злободневным. Проведенные исследования показали, что только на 43% ПТСА выполняется выходной контроль качества предоставляемых услуг, а входной контроль за редким исключением не выполняется вообще.

В результате развития по рыночным механизмам образовалась конкурентная среда. В сложившейся ситуации количественного удовлетворения спроса на услуги ПТСА, качество услуг становится весомым аргументом в обеспечении конкурентоспособности ПТСА.

Перед руководителями ПТСА стоит сложная задача – адекватно современным условиям оценить качество услуг по ТО и Р автомобилей, выявить резервы для его повышения, спрогнозировать изменение уровня качества работ при проведении корректирующих мероприятий.

Кроме того, в современных условиях рыночных отношений и конкурентной борьбы необходимо учитывать субъективное мнение потребителя, его удовлетворенность от потребления услуги, уровень которой зависит не только от технического качества выполнения услуг, но и от функционального их качества (которое определяется многими факторами организационного, эстетического характера и др.).

Вышеперечисленные ограничения выдвигают требование разработки и исследования универсальных показателей, либо их системы, которые могут быть применены для определения уровня качества работ.

Кроме того, анализ существующих методов оценки позволяет сделать вывод, что они, каждый в отдельности, не отражают объективной оценки. Поэтому, для более полной и объективной оценки уровня качества услуг, предоставляемых ПТСА, необходимо использовать многокритериальные методы оценки: организационного, технического, технологического и экономического уровней организации.

Отмечая высокие темпы автомобилизации по стране в целом, необходимо отметить неоднородность региональной картины автомобилизации России, которую можно охарактеризовать показателем насыщенности автомобилями, приходящимся на 1000 человек населения.

В Орловском регионе численность автомобилей на конец 2010 года составляла около 190 тыс. единиц. Рост численности автомобилей в регионе составляет порядка 5-8 % в год. В целом по Орловскому региону, на долю легковых автомобилей приходится не менее 80% от общей численности автомобильного парка. Доля грузовых автомобилей составляет примерно 15%. Автобусов значительно меньше – около 5% от общей численности автомобильного парка.

Возрастная структура парка легковых автомобилей в Орловской области выглядит следующим образом:

- до 5 лет – 27 %;
- от 5 до 10 лет – 32 %;
- свыше 10 лет – 41 %.

Неоднородность структуры парка автомобилей города Орла, предполагает наличие различных предприятий автомобильного сервиса, способных удовлетворить разнообразные запросы потребителей.

На сегодняшний день, в г. Орле функционируют ПТСА разных форм собственности, видов деятельности и форм обслуживания – фирменные центры по техническому обслуживанию и ремонту, авторизованные дилерские центры, частные независимые СТО и гаражные мастерские.

По данным отделения «Росстат» по Орловской области на сегодняшний день (2010 год) в области насчитывается около 350 ПТСА, причём практически половина этих предприятий расположено в городе Орле. Число сертифицированных ПТСА,

зарегистрированных в городе Орле, составляет 120 единиц. Кроме того, большое число ПТСА представляют собой гаражные мастерские, оказывающие услуги низкого качества и не прошедшие сертификацию.

В рамках деятельности большинства ПТСА автовладельцам оказывается так называемый «восстановительный ремонт», т.е. ремонт, осуществляемый заменой узлов и агрегатов автомобилей и их деталей.

Существующая необходимость в капитальном ремонте агрегатов автомобилей реализуется в рамках договорных отношений с авторемонтными мастерскими или с автотранспортными предприятиями. Эти предприятия, в силу сложившейся производственной деятельности, обладают необходимой производственно-технической базой, технологическим оборудованием и квалифицированным персоналом.

Сервисная сеть ПТСА классифицируется на крупные, средние и мелкие предприятия в зависимости от вида оказываемых услуг, их востребованности и производственной мощности (количества рабочих постов). Как правило, широкое распространение получают крупные и средние предприятия - центры технического обслуживания, станции технического обслуживания, которые являются головными предприятиями системы фирменного обслуживания и могут обеспечить максимальный уровень сервиса и качества обслуживания. На этих предприятиях действуют стандарты и нормативы производителя, осуществляется регулярный контроль качества как по работе с автомобилями, так и по работе с клиентами, соблюдается корпоративная дисциплина.

Прямо противоположная картина наблюдается в секторе услуг, оказываемых гаражными мастерскими и мелкими сервисными предприятиями, специализирующимися на оказании узкопрофильных услуг (мойка, шиномонтаж, установка дополнительного оборудования), и не имеющими, как правило, государственной регистрации. Их удельный вес в области сохраняется достаточно высоким. На таких предприятиях низкий уровень технологии технического обслуживания и ремонта, низкая культура обслуживания, низкая квалификация кадров, низкая эстетика производства, завышенная продолжительность выполнения работ. Гаражные мастерские образуют тот сегмент рынка, представители которой не неся каких – либо существенных затрат по содержанию и развитию своего бизнеса – покупка оборудования, обучение, контроль использования качественных автопринадлежностей – привлекает клиентов демпинговыми ценами, уходит от налогообложения и требований санитарно-эпидемиологических, технических и экологических органов надзора.

Таким образом, можно отметить, что нынешнее состояние в сфере оказания сервисных услуг можно охарактеризовать как переход от стихийного развития (появление множества несертифицированных СТО) к переходу на цивилизованный путь развития (появление предприятий – дилеров и независимых СТО).

Из вышесказанного можно сделать вывод, что спрос на услуги по техническому обслуживанию и ремонту транспортных средств удовлетворен (или удовлетворяется большая его часть) в количественном плане. Однако, несмотря на всю важность вопроса, до сих пор контроль качества оказываемых услуг по техническому обслуживанию и ремонту транспортных средств находится на недостаточно высоком уровне. Проведенные

исследования показали, что только на 43% ПТСА выполняется выходной контроль качества предоставляемых услуг, а входной контроль за редким исключением не выполняется вообще.

Существующие показатели качества ТО и Р уже не могут быть применимы для оценки качества услуг на современных СТО, поскольку они не учитывают специфики эксплуатации автотранспортных средств в сегодняшней экономической ситуации, трансформацию структуры предприятий, изменение форм хозяйствования, расширенный ассортимент услуг и прочие факторы.

Не существует единого, универсального способа оценки и прогнозирования уровня качества ТО и Р. Это связано с тем, что качество автосервисных услуг, являясь категорией одновременно технической (наработка на отказ, время выполнения операций ТО и Р и т.д.) и экономической (затраты на обеспечение качества), зависит от затрат материальных и трудовых ресурсов, зависящих, в свою очередь от уровня развития науки, техники, технологии, обеспеченности материальными и энергетическими ресурсами, а также состояния окружающей среды. Разрешение дилеммы «качество – себестоимость» определяется конкретной социально-экономической ситуацией.

Оценка и контроль качества ТО и Р может производиться по одному из трех направлений: производственному, потребительскому или производственно-потребительскому.

Первое направление характеризуется тем, что под качеством ТО и Р автомобилей понимается поддержание (восстановление) свойств и характеристик, которые регламентируются техническими условиями на техническое обслуживание и ремонт автомобилей.

Второе направление характеризуется подходом к качеству услуг с точки зрения потребителя, который использует автомобиль. Под качеством понимается результат потребления: надежность автомобиля, производительность, экономичность.

Третье направление предполагает установление связи между показателями качества, регламентированными техническими условиями на ТО и Р с показателями надежности автомобилей. Это направление, являясь наиболее объективным и прогрессивным, требует длительного времени для определения связи между производственным и потребительским качеством.

Существование взаимосвязи между качеством ТО и Р автомобилей и показателями надежности доказано результатами исследований многих ученых.

Показатели надежности, являясь наиболее информативными, объективно характеризующими качество ТО и Р, требуют для определения наличие системы сбора информации. Информация о надежности автомобиля может быть получена на основе испытаний по специальным методикам, в результате наблюдений за его работой в эксплуатации и анализа его технического состояния при проведении технического обслуживания. Такие наблюдения носят долговременный характер, требуют от исследователя владения методами математической статистики, математического планирования эксперимента, больших затрат материальных и трудовых ресурсов.

Применение статистических методов позволило осуществлять управление качеством, да и вообще производством, не на основе эмоций, ощущений и мнений руководителей, а на

основе фактических данных, используемых для наиболее эффективного поиска, анализа и принятия решений.

Постепенно формировалась концепция повышения качества, включающая в себя следующие постулаты:

- главная цель – потребитель должен получать только годные изделия, т.е. изделия, соответствующие стандартам;
- отбраковка сохраняется как один из важных методов обеспечения качества;
- основные усилия следует сосредоточить на управлении производственными процессами, обеспечивая увеличение процента выхода годных изделий.

Внедрение данной концепции обеспечения качества в практику позволило значительно повысить эффективность производства при достаточно высоком качестве изделий и услуг. Это создало условия для формирования глобального рынка товаров и услуг. В то же время росло понимание того, что каждый производственный процесс имеет определенный предел выхода годных изделий, и этот предел определяется не процессом самим по себе, а системой, всей совокупностью деятельности предприятия, организации труда, управления. При достижении этого предела с новой остротой действует то же противоречие, что и на предыдущем этапе: цели повышения эффективности производства и повышения качества изделий вступают в противоречие. Усиление конкуренции на рынках сбыта заставляет фирмы при решении проблем качества все в большей степени учитывать интересы потребителя.

При повышении качества оказываемых услуг начинают учитывать внешние для них факторы, и в первую очередь покупательский спрос.

Разработка комплексного показателя оценки уровня качества автосервисных услуг и определение резервов для его повышения поможет решить нижеследующие задачи:

1. Выявить номенклатуру показателей качества автосервисных услуг.
2. Определить степень влияния подсистем ПТСА на уровень качества предоставляемых услуг.
3. На основе степени влияния подсистем ПТСА на уровень качества предоставляемых услуг, определить весовые значения показателей качества автосервисных услуг
4. Разработать комплексный показатель уровня качества автосервисных услуг.
5. На основе данных ПТСА г. Орла провести проверку гипотезы о составе показателей качества, входящих в состав комплексного показателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аристов, О.В. Управление качеством [Текст] / О.В.Аристов. - М.: ИНФРА-М, 2009. - 240 с.
2. Кузнецов, Е.С. Управление техническими системами [Текст] / Е.С.Кузнецов. - М.: МАДИ, 2001. - 262 с.
3. Зорин, В.А. Надежность машин: Учебник для вузов / В.А. Зорин, В.С. Бочаров. – Орел: ОрелГТУ, 2003. – 549 с.

Ломакин Денис Олегович

Орловский государственный технический университет

Кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Сервис и ремонт машин

Тел +7 (920) 2868432
E-mail: sirm@ostu.ru

Чукин Олег Викторович
Орловский государственный технический университет
Студент
Тел. +7 (920) 2862093

А.Н. НОВИКОВ, А.А. КАТУНИН, М.Д. ТЕБЕКИН

ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАРОВЫХ ОПОР ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Рассматриваются вопросы эксплуатации шаровых опор, их конструктивные особенности и влияние различных факторов на их работоспособность. Определяются направления совершенствования методов диагностирования в рамках проведения планового технического обслуживания легковых автомобилей.

Ключевые слова: шаровая опора, передняя подвеска, надежность шарниров.

Questions of operation of spherical support, their constructive especially-sti and influence of various factors on their working capacity are considered. Directions of perfection of methods of diagnosing within the limits of carrying out of planned maintenance service of cars are defined.

Key words: a spherical support, a forward suspension bracket, reliability of hinges.

Одним из наиболее важных элементов подвески современных автомобилей, определяющих безопасность их эксплуатации, является шаровая опора — узел, соединяющий ступицу управляемого колеса и рычаг подвески. Ее задача — обеспечивать возможность поворота ступицы при сохранении положения колеса в горизонтальной плоскости при вертикальном его перемещении. В процессе эксплуатации шарниры воспринимают в связях значительные нагрузки во всех направлениях: вертикальные — от веса автомобиля и горизонтальные — от тормозных сил и силы тяги [1]. Надежность работы шарниров непосредственно влияет на безопасность эксплуатации автомобиля.

Производителями автомобилей сегодня используются следующие основные типы конструкций передних подвесок:

1. Однорычажная подвеска типа «Макферсон» или подвеска на направляющих стойках, основным элементом которой является амортизаторная стойка [1].

2. Подвеска на двойных поперечных рычагах.

Количество шаровых опор установленных в подвеске зависит от её типа. Однорычажная конструкция включает не более двух шаровых опор и имеет наибольшее распространение. Это связано с тем, что она более технологична и дешёва в изготовлении, но имеет целый ряд недостатков. В сравнении с подвеской на двойных поперечных рычагах, макферсон уступает по кинематическим параметрам, в значительно большей степени передаёт на кузов автомобиля вибрации и шумы, занимает много места по высоте, а также сложна в техническом обслуживании.

Многорычажная подвеска имеет более высокую стоимость, но обеспечивает значительно более высокий комфорт и широко применяется на сравнительно дорогих автомобилях, в том числе спортивных. Число шаровых опор в такой подвеске, как правило, равно трем-четырем [2].

Конструкция шаровой опоры достаточно проста. Это конусообразный металлический палец со сферическим или грибообразным наконечником, способный совершать вращательные и качательные движения в корпусе опоры. Корпус крепится к рычагу подвески болтами, запрессовывается в него, или является с ним единым целым. В последнем случае шаровый шарнир, как правило, меняется вместе с рычагом подвески. В современных узлах чаще всего используется неразборная конструкция, в которой после установки пальца корпус завальцовывается. Между пальцем и корпусом помещаются пластиковые или другие вкладыши, работающие как подшипник скольжения и обеспечивающие небольшое усилие вращения. На рынке запасных частей можно встретить и разборные шаровые опоры, люфты в которых устраняются подтяжкой крышки.

Постоянные вращательные и качательные движения пальца во время эксплуатации автомобиля вызывают интенсивные относительные перемещения сферы головки пальца и вкладыша шарнира под нагрузкой и износ последнего. Износ вкладыша обуславливает появление зазора в шарнире и люфта пальца, что ведет к увеличению динамических нагрузок, интенсификации дальнейшего износа вкладыша и потере нормальной работоспособности подвески автомобиля.

Основным параметром, определяющим интенсивность износа полимерного вкладыша шарового шарнира, в условиях надежной защиты от попадания влаги и абразивных частиц, является шероховатость контактирующей с ним головки шарового пальца. В тех же случаях, когда защита шарнира нарушена (а это случается довольно часто) и это вовремя не устранено, то к факторам, определяющим долговечность шарниров, добавляется износостойкость сферы шарового пальца, которая зависит от ее твердости.

Кроме того, фактором, способствующим быстрому появлению начального зазора в шарнире, может явиться отклонение от сферичности головки шарового пальца. Поворот головки пальца неправильной формы вместо скольжения по полимерному вкладышу (скольжения выпуклой сферической поверхности пальца по точно такой же, только вогнутой поверхности вкладыша) будет, в этом случае, сопровождаться его смятием, а значит и появлением зазора в шарнире.

Все конструкции шаровых опор нуждаются в надежной защите трущихся пар от попадания грязи. В настоящее время грязезащитные чехлы шаровых опор имеют недостаточную долговечность из-за разрывов при механическом воздействии и старении материала (резины или полимера).

Шарниры становятся неработоспособными, когда в их рабочих парах образуются критические по величине зазоры. Наличие этих зазоров обнаруживается водителем автомобиля субъективно по появлению стуков и вибраций на рулевом колесе от потери управляемости автомобиля при движении. Потеря управляемости происходит из-за динамических изменений параметров подвески (развала, схождения, продольного угла наклона оси поворота колес) при воздействии на колеса автомобиля дорожных неровностей. Все это уменьшает долговечность работы подвески, подшипников колес и шин. Кроме того, снижается активная безопасность автомобиля, особенно на неровных и скользких дорогах [1].

К внешним признакам износа шаровых опор следует отнести следующие:

- стук при проезде неровностей с небольшой скоростью,
- увеличение усилия на рулевом колесе,
- скрип в передней части машины при повороте руля,
- «виляние» при движении автомобиля по прямой,
- неравномерный износ шин.

При техническом обслуживании проверка состояния шаровых опор, должна производиться в следующем порядке:

1. Проверка состояния защитных чехлов шаровых шарниров подвески, с целью выявления механических повреждений.

2. Проверка величины осевого зазора в шарнире.

Наиболее распространенным вариантом диагностики нижних шаровых опор, применяемым в условиях небольших автосервисов, является следующий способ проверки. Передняя часть автомобиля поднимается, затем она нагружается путем установки жесткого упора под нижний рычаг в среднем положении. После чего осуществляется покачивание колеса. Обязательным условием при выполнении указанных мероприятий является нажатие на педаль тормоза автомобиля, для исключения влияния зазоров в подшипниках колесных ступиц и шарниров равных угловых скоростей. Если перемещение поворотного кулака на уровне сферы шарового пальца относительно рычагов превышает 0,8 мм, то зазор является

критическим, и опора должна быть заменена. Помимо этого подлежат замене опоры, в которых палец заедает.

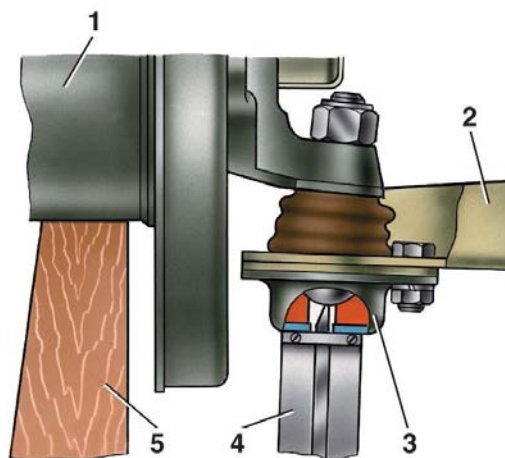


Рисунок 1 - Схема проверки нижних шаровых шарниров:
1 — ступица колеса; 2 — нижний рычаг; 3 — нижний шаровой шарнир; 4 — штангенциркуль;
5 — колодка

Для определения зазоров в шаровых шарнирах в условиях крупных сервисных центров целесообразно применять электрогидравлические детекторы зазоров ходовой части. Стенд представляет собой одну или две стационарно установленных платформы состоящих из неподвижных плит с антифрикционными наладками и подвижных площадок, перемещаемых вокруг угловой оси штоков цилиндра (рисунок 2).



Рисунок 2 - Детектор люфтов

Площадки, на которых устанавливаются колеса автомобиля, передают в зависимости от модели стенда поперечные, поперечно-продольные или поперечно-продольные и диагональные (по диагонали 45°) колебания, с частотой примерно одно движение в секунду, создавая на колесах имитацию движения по неровностям дороги. Ход площадок в одном направлении, в зависимости от модели стенда составляет 40...150мм.

Контроль соединений осуществляется визуально с помощью подсветки, вмонтированной в переносной пульт управления (рисунок 2). Управление площадками производится кнопкой, размещенной на переносном пульте управления.

Однако выше указанный метод диагностики обладает существенным недостатком – невозможностью определения численной величины зазора.



Рисунок 2 - Пульт управления подвижными площадками:

1- встроенный фонарь; 2 - выключатель фонаря; 3 - выключатель подвижных площадок

Наиболее перспективными, с точки зрения точности и быстроты выявления неисправностей шаровой опоры являются диагностические методы основанные на применении емкостных датчиков, устанавливаемых на поворотном кулаке и корпусе шаровой опоры. Их относительное перемещение вызывает изменение электрического сигнала, который можно преобразовать в величину зазора. Такие способы контроля лучше всего применять совместно с электро-гидравлическими детекторами

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Раймпель, Й. Шасси автомобиля [Текст] / сокр.пер.с нем./Fahrwerktechnik.-М.: Машиностроение, 1983. – Т.1. – С.195-227. – 356 с
2. Ахмадимов, Р.М. Новый подход к вонструированию шарового шарнира подвески автомобиля. [Текст] / Р.М.Ахмадимов, Н.М.Филькин // ГОУ ВПО №Ижевский государственный технический университет, Ижевск. – 2009.

Новиков Александр Николаевич

Орловский государственный технический университет
Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Сервис и ремонт машин»
Тел. +7 (4862) 734350
E-mail: srmostu@mail.ru

Катунин Андрей Александрович

Орловский государственный технический университет
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел. +7 (915) 5080508
E-mail: aak808@yandex.ru

Тебекин Максим Дмитриевич

Орловский государственный технический университет
Аспирант кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел. +7 (920) 8294998
E-mail: srmostu@mail.ru

А.А. РЕВИН, М.В. ПОЛУЭКТОВ, М.Г. РАДЧЕНКО

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС АБС И РЕСУРС ЭЛЕМЕНТОВ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрены общие аспекты влияния рабочего процесса АБС на ресурс элементов гидравлического тормозного привода автомобиля. Произведена оценка значений параметров, определяющих работу тормозных цилиндров автомобиля. Представлено краткое описание лабораторной установки для их ресурсных испытаний.

Ключевые слова: автоматизированная тормозная система, АБС, ресурс, автомобиль.

General aspects of the ABS working process influence on the resource of the automobile hydraulic brake drive elements are considered. The estimation of the parameters values that determine the automobile brake cylinders work is carried out. Short description of the laboratory installation for the resource testing is represented.

Key words: the automated brake system, ABS, a resource, the car.

Режим экстренного торможения является одним из наиболее опасных режимов движения автотранспортного средства. Его протекание и возможные последствия напрямую определяются такими эксплуатационными свойствами автомобиля, как тормозная динамичность, управляемость и устойчивость. Именно этим обусловлено стремление ведущих мировых производителей обеспечить наилучшие значения показателей каждого из указанных свойств для вновь проектируемых автомобилей, поскольку только при таком комплексном подходе, возможно достижение высокого уровня активной безопасности транспортного средства в процессе его реальной эксплуатации на дорогах.

Одним, поистине революционным моментом в развитии тормозных систем стало внедрение в конструкцию тормозного привода антиблокировочных систем (АБС), значительно улучшающих тормозную динамичность автомобилей, особенно на покрытиях с низким коэффициентом сцепления, при условии сохранения их управляемости и устойчивости.

По имеющимся данным [3], в настоящее время свыше 80% новых автомобилей оснащаются АБС в базовой комплектации. Многие ведущие производители, не ограничиваясь АБС, оснащают автомобили другими автоматизированными системами с использованием ее элементов, призванными повысить устойчивость и управляемость автомобиля в различных дорожных ситуациях: противобуксовочной системой (TCS, ASR), системой курсовой устойчивости (ESP, DSC) и т.д.

Вместе с тем, внедрение в конструкцию автомобиля дополнительных элементов влечет за собой ее усложнение, что в той или иной степени будет способствовать снижению эксплуатационной надежности. Кроме того, автоматизированные системы изменяют традиционные режимы работы элементов, что может внести еще более значительный вклад в общее снижение надежности автомобиля, его систем и агрегатов.

Предварительный анализ показывает, что в этом отношении АБС не является исключением. Современные антиблокировочные системы экстремального типа работают по принципу поддержания сцепления колес с дорожным покрытием в ходе экстренного торможения в области критического проскальзывания, то есть на грани блокировки, что достигается путем периодического частичного растормаживания и затормаживания в соответствии с командами электронного блока управления. Такое регулирование приводит к возникновению пульсаций давления рабочего тела в тормозном приводе, то есть способствует появлению принципиально нового, кардинально отличающегося от традиционного, режима работы элементов системы и, в частности, рабочих (РТЦ) и

главного тормозных цилиндров (ГТЦ). Вследствие быстротечности процессов регулирования функционирование АБС сопровождается резкими перепадами давления тормозной жидкости в системе, особенно в АБС первой категории.

Появление нового режима работы способствует ускоренному протеканию процессов изнашивания или изменения физико-химических свойств, и может даже кардинально изменить вид разрушения деталей. Особенно ощутимо это влияние проявляется на автомобилях, тормозная система которых изначально не рассчитывалась на использование АБС.

Следовательно, внедрение в конструкцию автомобиля АБС и других автоматизированных систем должно сопровождаться всесторонним исследованием надежности традиционных элементов тормозной системы в новых для них условиях работы.

Первым этапом такого исследования, проводимого на кафедре «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей» ВолгГТУ, стало аналитическое рассмотрение условий работы элементов тормозной системы, при наличии на автомобиле АБС и ее отсутствии. При этом было отмечено, что практически для любого элемента системы функционирование АБС вносит коррективы в рабочий процесс. Однако, значимость вносимых коррективов будет различной. Например, для фрикционных пар тормозных механизмов следует ожидать определенное повышение интенсивности изнашивания, которое несложно отследить при диагностировании автомобиля.

Применительно к тормозным цилиндрам выявлены более серьезные изменения рабочего процесса, способные привести к внезапному достижению предельного состояния элементов. Это чревато, как минимум, снижением эффективности торможения, а в предельном случае возникновением ДТП.

На рисунке 1 представлена осциллограмма процесса торможения автомобиля ИЖ-2126 с опытной АБС. Из осциллограммы видно, что в течение всего процесса торможения наблюдаются колебания давления рабочего тела в тормозных цилиндрах при довольно высоких темпах его изменения.

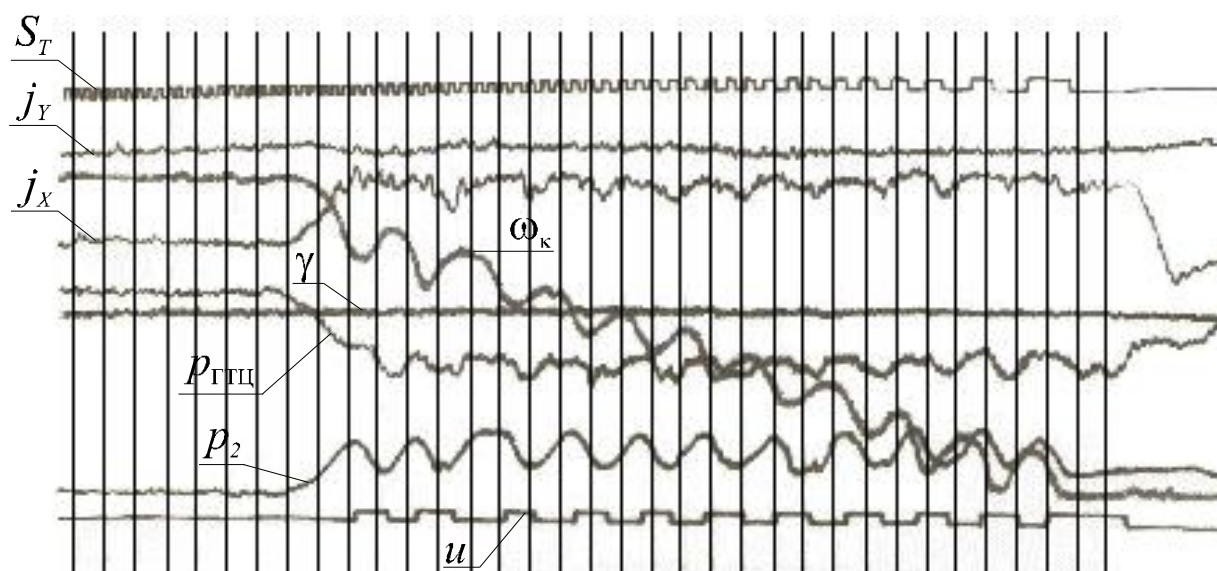


Рисунок 1 – Осциллограмма изменения основных параметров при экстренном торможении автомобиля ИЖ-2126, оснащенного АБС: u – команды блока управления АБС; p_2 – давление в рабочих тормозных цилиндрах колес; γ – курсовой угол; $p_{ГТЦ}$ – давление в главном тормозном цилиндре; j_X – продольное замедление; j_Y – боковое ускорение; S_T – тормозной путь

В обычной тормозной системе в процессе экстренного торможения тормозные цилиндры включаются в работу лишь кратковременно: в начале торможения (период нарастания давления) и в конце, при растормаживании. Основная часть торможения (около 92 % по времени) производится с заблокированными колесами. В этот период поршни тормозных цилиндров вместе с уплотнительными манжетами практически неподвижны и находятся в крайнем положении. Торможение с АБС, наоборот, вызывает перемещение поршней и манжет внутри цилиндров, что будет способствовать их дополнительному изнашиванию или возникновению иных процессов, например, усталостного разрушения эластомеров.

Проведенный для усредненного режима движения автомобиля в городских условиях анализ показывает, что количество ходов поршней и манжет тормозных цилиндров за одно и то же время работы увеличивается при установке на автомобиль АБС в 4 – 4,7 раза. Однако, сами по себе перемещения могут быть различной величины. В ходе исследований было установлено, что АБС может создавать при работе разнообразные диапазоны изменения давления, что зависит как от условий движения, так и от конструктивных особенностей самой антиблокировочной системы. В частности, для тормозных цилиндров задних колес автомобиля ВАЗ была получена зависимость величины перемещения поршней от давления рабочего тела, представленная на рисунке 2. Точка “а” означает момент контакта пар трения.

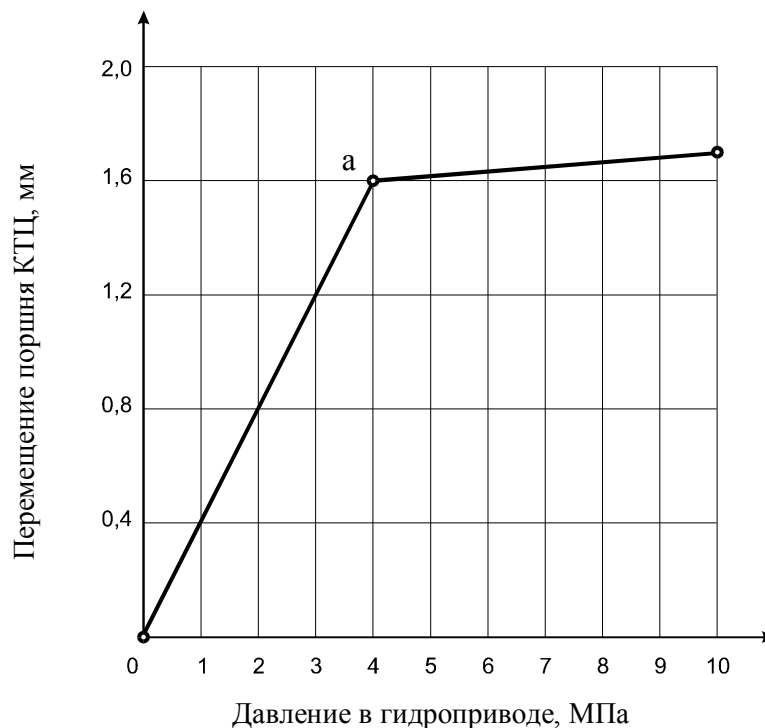


Рисунок 2 - Зависимость перемещения поршня тормозного цилиндра от давления тормозной жидкости

При работе в широком диапазоне изменения давления, особенно для барабанных тормозных механизмов, поршни и манжеты перемещаются внутри тормозных цилиндров, дополнительно изнашиваясь. Такие условия особенно характерны для торможения на поверхностях с низким коэффициентом сцепления. В условиях малых амплитуд изменения давления (правее точки “а” на рисунке 2), например, при экстренном торможении на сухом

асфальтобетоне, смещение происходит в пределах упругой деформации манжет, вызывая их набухание.

Таким образом, вопрос долговечности тормозных цилиндров автомобилей, оснащенных АБС, требует тщательного изучения. Вследствие воздействия большого числа трудно учитываемых факторов исследование целесообразно выполнять экспериментальным методом при фиксации ряда факторов на определенном уровне, что достигается в лабораторных условиях. В рамках проводимого исследования такая задача решается в отношении рабочих и главных тормозных цилиндров.

Для проведения исследования была разработана лабораторная установка, которая позволяет изучать как процессы, протекающие при работе колесных тормозных цилиндров, так и влияние рабочего процесса АБС на характеристики ресурса всех цилиндров, входящих в состав гидравлического тормозного привода автомобиля [2]. Установка включает большинство элементов тормозной системы легкового автомобиля и содержит устройство для создания режима циклического изменения давления в магистралях с параметрами, соответствующими функционированию типовой АБС.

В качестве исходного нормативного документа при исследовании характеристик долговечности тормозных цилиндров автомобилей был принят ГОСТ Р 52431-2005 [1]. Данный документ устанавливает не только нормативы долговечности, но и методику проведения испытаний, условия их проведения, а также содержит рекомендуемые схемы испытательного оборудования. Вместе с тем, сопоставление представленных в ГОСТ схем и методик с результатами ранее проведенных дорожных экспериментов, показывает ряд принципиальных отличий, вследствие чего рекомендованное ГОСТ оборудование не позволяет создать режимы работы элементов, идентичные возникающим при экстренном торможении автомобиля, оснащенного АБС.

Установка, созданная в лаборатории ВолгГТУ, учитывает особенности рабочего процесса АБС, т.е. амплитудно-частотные характеристики колебательного процесса, представленного выше (см. рисунок 1). При этом условием, обеспечивающим соответствие испытаний на установке реальным условиям работы автоматизированной тормозной системы, является адекватное воспроизведение условий отдачи тормозной педали в момент возврата перекачивающим насосом рабочей жидкости в магистраль за ГТЦ. Практически все известные АБС обладают этим эффектом, который используется в качестве дополнительного сигнала водителю о работе АБС. На лабораторной установке это обеспечивается наличием упруго-демпфирующего элемента, имитирующего податливость ноги водителя. В процессе его разработки было установлено, что на свойства данного элемента оказывает влияние

множество факторов различного характера и происхождения, часть из которых достаточно сложно воспроизвести в лабораторных условиях.

В результате проведенных на данном этапе исследований можно сделать следующие выводы:

1. Установка на автомобиль АБС способствует снижению общей эксплуатационной надежности элементов тормозной системы. В первую очередь влияние рабочего процесса АБС просматривается на ресурсе тормозных цилиндров.

2. Функционирование антиблокировочной системы может происходить в разнообразных диапазонах давлений в гидроприводе в зависимости от состояния поверхности дороги, что повлечет существенно различную работу. Так, в одних случаях это приводит к дополнительному изнашиванию рабочих поверхностей, в других – к усталостным процессам в уплотнениях.

3. Исследование ресурса тормозных цилиндров автоматизированных тормозных систем целесообразно вести в лабораторных условиях на виртуально-физических установках, обеспечивающих воспроизводимость эксперимента при использовании специальных средств и методики, учитывающих амплитудно-частотные характеристики и наличие противодействия со стороны ноги водителя. Как показали предварительные результаты, последнее может значительно варьироваться и представляет собой тему для отдельного исследования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ Р 52431-2005. Автомобильные транспортные средства. Аппараты тормозных систем с гидравлическим приводом тормозов. Технические требования и методы испытаний.

2. Пат. 88324 Российская Федерация, МПК В 60 Т 17/22. Стенд для испытания деталей гидравлического тормозного привода [Текст] / Полуэктов М.В., Радченко М.Г., Ревин А.А.; заявитель и патентообладатель ВолгГТУ; опубл. 2009.

3. From innovation to standard equipment. 30 years of safe braking with Bosch ABS: Press Release July 2008 [Электронный ресурс]. – 2008. – Режим доступа: <http://www.bosch-presse.de/TBWebDB/en-US/Presstext.cfm>

Ревин Александр Александрович

Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой “Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей”

Тел. +7 (8442) 248453

E-mail: revin@vstu.ru

Полуэктов Михаил Владимирович

Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград

Кандидат технических наук, доцент кафедры “Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей”

Тел. +7 (927) 5272034

E-mail: poluektov@vstu.ru

Радченко Михаил Геннадьевич

Волгоградский государственный технический университет, г. Волгоград
Магистрант кафедры “Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей”
Тел. +7 (917) 7243410
E-mail: mr.rmg@mail.ru

Е.В. СЛИВИНСКИЙ., О.А. ПИВОВАРОВ, Е.Е. АГАФОНОВА

РАЗРАБОТКА СТОЯНОЧНОГО ТОРМОЗА ДЛЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ПРИЦЕПОВ

В настоящей статье представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции стояночного тормоза для автотракторных прицепов. Рассчитаны основные кинематические и геометрические параметры такой конструкции. Разработана рекомендуется научно-исследовательским и промышленным структурам в области автомобилестроения с целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

Ключевые слова: стояночный тормоз, полуприцепы, прицепы, тяговый крюк.

In the present article the materials, concerning workings out of prospects ths of a design of a lay brake for autotractor trailers are presented. Kinematic and geometrical parameters of such design Working out are calculated bases thes rekomen-pouts to research and industrial structures in area the car-structure for the purpose of its further studying and possible introduction in practice.

Key words: a lay brake, semitrailers, trailers, a traction hook.

Известно, что важнейшую роль в составе транспортной системы страны, а также в сельскохозяйственном производстве в настоящее время широко используются автотракторные поезда. Такие поезда обычно состоят из автомобильных и тракторных тягачей агрегируемых с полуприцепами и прицепами. Понятно, что без совершенствования конструкций полуприцепов и прицепов невозможно увеличить грузооборот автопоездов и самое главное обеспечить безопасность их эксплуатации, особенно при движении с высокими техническими скоростями [1,2].

В настоящее время отечественной и зарубежной промышленностью созданы и в практике используются различные модели автомобильных и тракторных двухосных прицепов таких, например, как: 2ПТС-4-793А, 2ПТС-4-887А, 2ПТС-4М-785А, ГКБ-817, ГКБ-8350, МАЗ-8926, ГКБ-819, ГКБ-8527, НВ60.11, НК-5,2R5А и др. Все они имеют достаточно хорошие технико-экономические и эксплуатационные характеристики, однако и они ещё далеки до совершенства с точки зрения необходимой производительности, высокой надёжности, низкой металлоёмкости, соответствующей безопасности их содержания, обслуживания и ремонта. Известно также, что одним из ответственных конструктивных элементов автотракторных поездов является сцепное устройство, которое включает в себя тяговый крюк, размещённый на тягаче и сцепную петлю, жёстко закреплённую на дышле прицепа. Сцепная петля дышла выполнена по ГОСТ 2349–75 «Устройства тягово-сцепные системы «крюк-петля» автомобильных и тракторных поездов. Основные параметры и размеры. Технические требования». Тяговые же крюки также изготавливаются и монтируются на тягачах также по вышеуказанному ГОСТ. Следует отметить, что тяговые крюки устанавливаются не только на тягачах, но и на прицепах в тех случаях, когда составляются многозвенные автотракторные поезда. Одним из существенных недостатков всех отечественных и зарубежных двухосных прицепов, входящих в структуру автотракторных поездов, является то, что при отцепке их от тягачей обслуживающий персонал по забывчивости или по халатности зачастую забывает установить прицеп на стояночный тормоз, а это обычно приводит к травматизму людей, в случае возможного самодвижения прицепа, или другим опасным ситуациям. Всё это говорит о том, что, к сожалению, между сцепным устройством и стояночным тормозом отсутствует надёжная связь позволяющая приводить в действие стояночный тормоз в описанной ситуации. Поэтому, задача, связанная с повышением безопасности при эксплуатации прицепов за счет

автоматического срабатывания стояночного тормоза, осуществляемого в момент сцепа или расцепа звеньев автотракторного поезда, является весьма актуальной.

Учитывая вышеизложенное в ЕГУ имени И.А. Бунина на кафедре прикладной механики и инженерной графики выполняется бюджетная НИР на тему: «Динамика, прочность и надёжность транспортных, сельскохозяйственных и строительно-дорожных машин, а также стандартного и нестандартного оборудования используемого в Чернозёмном регионе РФ». Анализ многочисленных литературных и патентных источников позволил разработать перспективное техническое решение, позволяющее производить установку прицепа на стояночный тормоз при расцепе звеньев автотракторного поезда. Такая конструкция признана изобретением (RU2276643) и может быть привязана к двухосным тракторным и автомобильным прицепам.

На рисунке 1 показан общий вид прицепа сбоку, на рисунке 2 часть его дышла со сцепной петлей с разрезом и на рисунке 3 принципиальная кинематическая схема привода управления стояночным тормозом.

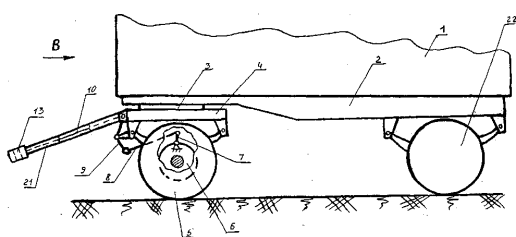


Рисунок 1

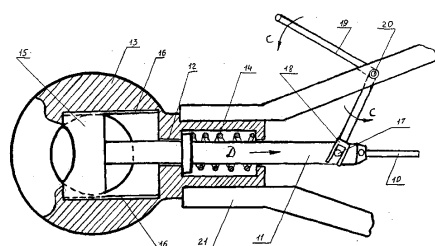


Рисунок 2

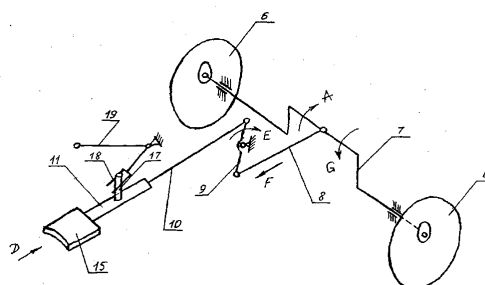


Рисунок 3

Прицеп состоит из кузова 1, установленного на раме 2, которая с помощью поворотного круга 3 связана с подкатной тележкой 4. Подкатная тележка 4 снабжена колесами 5, в которых встроены тормозные барабаны 6 и к ним примыкает балансирующий вал 7, снабженный тягой 8, связанной с рычагом 9. Последний соединен с тягой 10, присоединенной к цилиндрическому стержню 11. Стержень 11 расположен подвижно в отверстии 12, выполненном в сцепной петле 13, подпружинен относительно ее пружиной сжатия 14 и одним своим концом соединен с пластиной 15, подвижно установленной в пазах 16, а другим, при помощи пальца 17, с вилкой 18 двуплечего рычага 19, который с помощью шарнира 20 установлен на дышле 21 подкатной тележки 4. К дышлу 21 жестко присоединена сцепная петля 13, а рама 2 снабжена задними колесами 22.

Работает прицеп следующим образом. В отцепленном от тягача состоянии, как это показано на рисунке 1, прицеп всегда находится заторможенным стояночным тормозом за счет того, что пружина сжатия 14 находится в разжатом состоянии и цилиндрический стержень 11 расположен так, что пластина 15 и часть стержня 11 перекрывают сквозное отверстие, выполненное в сцепной петле 13. При этом, тяга 10 под действием разжатой пружины 14 перемещает рычаг 9, а, следовательно, и балансирующий вал 7 так, что такой его угловой поворот по стрелке А приводит к затормаживанию тормозных барабанов 6 колес

5. Для сцепки прицепа с тягачом его подают задним ходом по стрелке В до тех пор, пока сцепная петля 13 не займет положение над раскрытым зевом тягового крюка тягача. В этом случае накинуть сцепную петлю 13 на тяговый крюк невозможно, так как ее сквозное отверстие перекрыто пластиной 15 и цилиндрическим стержнем 11. Чтобы произвести сцеп, поворачивают двуплечий рычаг 19 по стрелке С. Такой поворот двуплечего рычага 19, за счет зацепления его вилки 18 с пальцем 17, позволяет переместить по стрелке 8 цилиндрический стержень 11, который, сжимая пружину сжатия 14, увлекает за собой пластину 15 по этой же стрелке освобождая сквозное отверстие сцепной петли 13 и последняя располагается в зеве тягового крюка тягача. После этого, также широко известным способом, фиксируют тяговый крюк, что исключает выход сцепной петли 13 из него. Перемещение указанных деталей по стрелке Д способствует и движению в этом же направлении тяги 10, а, следовательно, и угловому повороту рычага 9 по стрелке Е, который перемещает тягу 8 по стрелке F, поворачивая по стрелке G балансирный вал 7. Поворот балансирного вала 7 приводит к растормаживанию тормозных барабанов 6. Прицеп готов к транспортировке. В дальнейшем при расцепке автотракторного поезда, подобным образом сцепную петлю 13 выводят из тягового крюка, и как только это произойдет, под действием сжатой пружины сжатия 14 цилиндрический стержень 11 совместно с пластиной 15 и тягами 9, 8 и 10 возвращается в исходное положение, показанное на рисунке 2, поворачивая балансирный вал в направлении, противоположном стрелке G, что и приводит к затормаживанию колес 5 прицепа. В дальнейшем описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Анализируя предложенное техническое решение видно, что существенному конструктивному изменению в нём подвержена сцепная петля, которая снабжена пазом, для размещения в нём пластины приводящей в действие стояночный тормоз прицепа. Это отличие связано с нарушением ГОСТ на изготовление и эксплуатацию сцепных петель за счёт изменения поперечного сечения их, а, следовательно, и снижения прочности в эксплуатационных условиях. Исходя из этого, произведём сравнительный проверочный расчёт на прочность предложенной сцепной петли по следующей методике.

На рисунке 4 показана расчётная схема сцепной петли, к которой приложена критическая сила, возникающая при движении прицепа по преодолению макропрофиля дорожного полотна, величина, которой может быть определена по формуле [2]:

$$P_{KP.max(q)} = K \cdot \lambda_{\omega} \cdot q_0 \frac{2\pi}{L} G_{II}$$

где $\lambda_{\omega} = \frac{1}{2\gamma}$ – предел коэффициента динамичности;

K – дополнительный коэффициент динамичности, учитывающий влияние зазоров в сцепном устройстве;

q_0 – высота неровности дорожного полотна;
 L – длина волны неровности;
 G_{Π} – полный вес прицепа.

Известно [2,3], что с точки зрения воздействия на скобу такой внешней силы, последняя является статически определимой, а в отношении же внутренних напряжений трижды статически неопределимой, это объясняется тем, что поперечная часть сцепной петли, обращённая в сторону тягача составляет одно жёсткое целое с боковыми её частями причём, все три указанные части работают на изгиб, а часть петли, примыкающая к прямоугольного сечения стержню жёстко присоединённому к дышлу на растяжение.

Разрежем условно сцепную петлю вертикальной плоскостью АВ и тогда в её сечениях возникнут усилия $N_A = N_B = \frac{P_{KP(max)}}{2}$ и $M_A = M_B$. Обозначим момент через X_1 и в итоге получим эквивалентную систему. В сечениях с угловой координатой φ момент от заданных сил $\frac{P_{KP(max)}}{2}$ запишется в виде:

$$M_{P_3} = \frac{P_{KP(max)} R}{2} (1 - \cos \varphi).$$

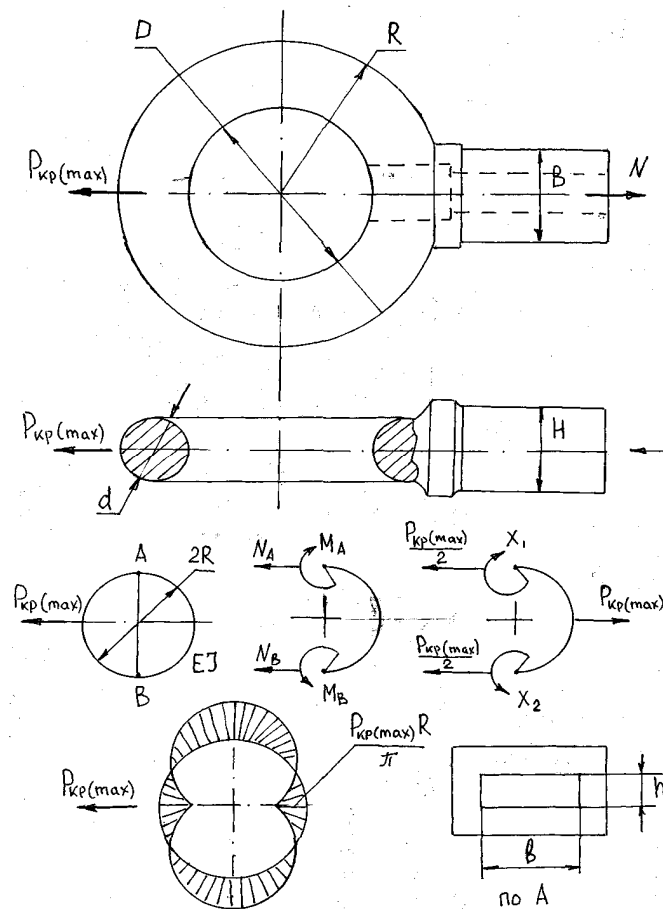


Рисунок 4

Момент же от единичного силового фактора равен $M_1 = -1$. Определим коэффициенты канонического уравнения [2]:

$$\delta_{11} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M_1^2 R d\varphi}{EJ} = \frac{\pi R}{2EJ}, \quad \delta_{1p} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M_p M_1 R d\varphi}{EJ} = -\frac{PR^2}{2EJ} \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right),$$

откуда
$$X_1 = -\frac{\delta_{1p}}{\delta_{11}} = PR \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{\pi} \right).$$

Известно, что изгибающий момент в произвольном сечении равен алгебраической сумме момента от заданных сил M_p и момента M_1 , увеличенного в X раз, то есть

$$M_{изг} = M_p - X_1 = PR \left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2} \cos \varphi \right).$$

Согласно этому выражению на рассматриваемой четверти окружности может быть построена эпюра изгибающего момента, а затем по условию симметрии и на другие участки петли. Как видно из представленной эпюры наибольший изгибающий момент возникает в точках приложения сил $P_{KP(max)}$ и равен $\frac{P_{KP(max)} R}{\pi}$. Зная изгибающий момент, а также момент сопротивления сечения сцепной петли (кольца) W можно вычислить нормальные напряжения возникающие в ней в месте расположения паза необходимого для размещения пластины управления стояночным тормозом.

Приведём пример такого расчета исходя из того, что прицеп модели 2ПТС-4-793А грузоподъемностью $Q = 4000 \text{ кг}$, имеет полный вес $G_{II} = 56500 \text{ Н}$, следовательно, нагрузка, приложенная к сцепной петле определится

$$D_{\dot{E}D_{max}(q)} = K \cdot \lambda_{\omega} \cdot q_0 \frac{2\pi}{L} G_I = 1,5 \cdot 1,25 \cdot 0,06 \frac{2 \cdot 3,14}{2,5} \cdot 5650 = 15970 \text{ Н}$$

Определим по вышеуказанной зависимости изгибающий момент, приложенный к сцепной петле

$$M_{изг} = \frac{P_{KP(max)} R}{\pi} = \frac{15970 \cdot 0,045}{3,14} = 228,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определим теперь момент сопротивления сечения сцепной петли по зависимости:

$$W = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 4,2^3 = 7,4 \text{ см}^3$$

При этом нормальные напряжения в ней составят

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W_x} = \frac{22,88 \cdot 10^2}{7,4} = 30,9 \text{ МПа}$$

Так как сцепная петля выполнена за одно целое с участком, имеющим сечение прямоугольной форм и предназначенным для крепления её на дышле прицепа, то последний

также участвует в восприятии усилия $P_{KP(max)}$. Тогда в нём возникнут нормальные напряжения растяжения, величину которых можно определить по формуле:

$$\sigma_p = \frac{P_{KP(max)}}{F} = \frac{1597}{5,0 \cdot 8,0} = 4 \text{ МПа}$$

Следовательно, суммарные напряжения в сцепной петле составят

$$\sigma + \sigma_p = 309 + 40 = 34,9 \text{ МПа}$$

Видно, что напряжения по величине незначительны и, например, они ниже допускаемых напряжений равных 160 МПа для Стали 20 из чего изготавливаются тягово-сцепные устройства тягачей и прицепов. Однако в сцепной петле выполнен паз, в котором размещена подвижно пластина (см. рисунок 2) предназначенная для взаимодействия с тяговым крюком тягача и поэтому сечение в этом её месте будет ослаблено. Поэтому в этой зоне могут возникнуть более высокие нормальные напряжения, способствующие потере прочности сцепной петли в целом. Определим напряжения растяжения, возникающие в сцепной петле при наличии выполненного в ней продольного сквозного паза размером 60×18мм

$$\sigma_p = \frac{P_{KP(max)}}{F} = \frac{1597}{32} = 5 \text{ МПа}$$

Тогда суммарное напряжение для этого случая составит

$$\sigma + \sigma_p = 30,9 + 5,0 = 35,9 \text{ МПа}$$

Из полученного значения видно, условие прочности также как и в предыдущем случае соблюдено так как 3590 МПа меньше 16000 МПа в 4,46 раза.

Для экономической оценки предложенного технического решения использована методика финансово-инвестиционного анализа и аудита при внедрении новой техники [4]. В качестве базового образца примем также серийный тракторный самосвальный прицеп модели 2ПТС-4-785А. Согласно существующих нормативов прицеп ставится на капитальный ремонт после его пробега в 150 тыс.км. Расчёт экономической эффективности от внедрения предложенного технического решения произведём исходя из повышения эксплуатационной надёжности прицепа. Для этого используем следующие показатели (см. таблицу 1).

Таблица 1

№ пп	Показатели	Обозначения	Единица измерения	Серийный прицеп	Модернизированный прицеп
1	Годовой выпуск прицепов	А	тыс. шт.	20,0	20,0
2	Пробег прицепа до капитального ремонта	Д	тыс. км	150,0	150,0
3	Себестоимость производства прицепа	С	тыс. руб.	110,0	95,0
4	Капитальные вложения				

	на один прицеп	У	тыс. руб.	124,0	195,1
5	Нормативный коэффициент эффективности	E_n	-	0,15	0,15

1. Коэффициент сравнительной экономической эффективности, определяемый по зависимости:

$$E = \frac{C_1 - C_2}{Y_2 - Y_1} = \frac{110,0 - 95,0}{195,0 - 124,0} = 0,21$$

2. Коэффициент приведения затрат к одинаковому объему производства продукции по серийному прицепу составит:

$$K_1 = \frac{D_2}{D_1} = \frac{190,0}{150,0} = 1,2$$

3. Приведённые затраты по сопоставляемым прицепам:

а) по серийному - $C_1 + E_n \cdot Y_1 = 110,0 + 0,15 \cdot 124,0 = 128,6 \text{ тыс. руб.}$

б) по модернизированному - $C_2 + E_n \cdot Y_2 = 95,0 + 0,15 \cdot 195,0 = 124,25 \text{ тыс. руб.}$

4. Приведенные затраты с учетом коэффициента приведения к одинаковому объему производства прицепов:

$$K_2 = (C_1 + E_n \cdot Y_1) \cdot K_1 = 128,6 \cdot 1,2 = 154,32 \text{ тыс. руб.}$$

На основании вышеизложенного произведём расчёт прибыли, которую получит предприятие от выпуска одного модернизированного прицепа с учётом использования в его конструкции перспективной торсионной рессоры по зависимости:

$$\Pi = K_2 - (C_2 + E_n \cdot Y_2) = 154,32 - 124,25 = 30,07 \text{ тыс. руб.}$$

Результаты исследования рекомендуются к использованию отраслевым НИИ автомобильной промышленности, сельскохозяйственного машиностроения и конструкторским подразделениям предприятий серийно изготавливающим, ремонтирующим и эксплуатирующим автомобильные и тракторные самосвальные прицепы, как в нашей стране, так и за рубежом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1.Справочник по эксплуатации транспорта в сельском хозяйстве. - М.: Россельхозиздат, 1975. – 400 с.
- 2.Основы теории и расчёта сельскохозяйственных машин на прочность и надёжность [Текст] / Под ред. П.М.Волкова. - М.: Машиностроение, 1977. – 310 с.
- 3.Орлов, П.И. Основы конструирования. В 2-х кн. Кн. 2. [Текст] / П.И.Орлов. - №-е изд., исправл.- М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.
- 4.Гиляровская, Л.Т. Финансово-инвестиционный анализ и аудит коммерческих организаций [Текст] / Л.Т.Гиляровская, Д.А.Ендовицкий. - Воронеж: Издательство Воронежского государственного университета, 1997. – 336 с.

Сливинский Евгений Васильевич

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина
Кандидат технических наук, профессор, зав. кафедрой «Прикладная механика и инженерная графика»
Тел. +7 (47467) 63931

Пивоваров Олег Андреевич

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина
Ассистент кафедры «Прикладная механика и инженерная графика»
Тел. +7 (47467) 63931

Агафонова Е.Е.

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина
Аспирант кафедры «Прикладная механика и инженерная графика»
Тел. +7 (47467) 63931

УДК 656.13

Е.В. БОНДАРЕНКО, А.А. ФИЛИППОВ, В.А. МОРОЗОВ

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СТАРЕНИЯ МЕМБРАН РЕДУКТОРА-ИСПАРИТЕЛЯ

Статья содержит описание методики прогнозирования потенциала работоспособности редуктора-испарителя, которая может использоваться для оптимизации системы поддержания его работоспособности с учётом различных эксплуатационных факторов.

Ключевые слова: потенциал работоспособности, редуктор-испаритель, диагностический параметр.

Article contains the description of mode with which help to predict a working capacity of a reducer-evaporator, which can be used for optimization the modes of service with the account various operational the factors.

Keywords: working capacity potential, reducer-evaporator, diagnostic parameter.

Система поддержания работоспособности газобаллонных автомобилей на сегодняшний день не учитывает динамику процессов старения ответственных и быстроизнашивающихся элементов газовой аппаратуры. Стратегией поддержания работоспособности такого важного агрегата, как редуктор-испаритель, предусмотрен метод групповой замены резинотехнических деталей только с учётом пробега, что приводит к недоиспользованию ресурса и повышенным эксплуатационным затратам. В качестве способа сокращения числа заявочных ремонтов и эксплуатационных затрат можно использовать метод оценки потенциала работоспособности. Потенциал работоспособности – это состояние системы в момент времени t , характеризующее возможную её работоспособность. Выражение для потенциала работоспособности для всякой системы с управляемым потенциалом работоспособности примет вид [4,5]:

$$\bar{\Pi}(L) = \Pi_0 e^{-\alpha t} + \frac{\lambda \bar{\Pi}_k}{\alpha} (1 - e^{-\alpha t}), \quad (1)$$

где Π_0 – ПР новой системы;

α – параметр функции.

λ – интенсивность потока ремонтных воздействий;

$\bar{\Pi}_k$ – математическое ожидание скачка ПР в результате проведения ремонтных воздействий;

Потенциал работоспособности редуктора-испарителя состоит из потенциалов работоспособности деталей, подверженных процессам старения. Элементами, лимитирующим работоспособность данного агрегата газовой аппаратуры, являются резинотехнические мембраны первой и второй ступеней, теряющие эластичность в процессе эксплуатации [1,2,3]. Оценку потенциала работоспособности мембран можно проводить, зная зависимость отклонения величины давления ΔP_2 во второй ступени редуктора-испарителя от наработки. В этой связи автором статьи был проведён сбор статистических данных среди группы автобусов ПАЗ 3205, эксплуатируемых в условиях предприятия г. Оренбурга. Автобусы оснащены газовой аппаратурой марки РЗАА.

Исследование работоспособности мембран редуктора-испарителя производилось в соответствии с разработанной методикой эксперимента, которая предусматривает измерение отклонения давления во второй ступени редуктора-испарителя через сливное отверстие

корпуса чувствительности в режиме работы двигателя на повышенной частоте вращения коленчатого вала.

В качестве измерительного прибора использовался микроанометр ММН-2400. Абсолютная погрешность измерения микроанометра составляет 0,5 Па. Среднеквадратичная погрешность результата серии измерений составляет $\sigma=0,2$ Па. С учетом количества произведенных измерений $n=6$ и заданной надежности измерений $\alpha=0,95$ определено значение коэффициента Стьюдента $t_{\alpha}(n)=2,57$. В итоге среднее арифметическое значение погрешности измерения составило 0,51 Па.

Так как абсолютная погрешность измерений соизмерима с погрешностью измерительного прибора, в качестве границ доверительного интервала принимается величина, определяемая по формуле (2):

$$\Delta P_{абс} = \sqrt{t_{\alpha}^2(n) \cdot \sigma^2 + \left(\frac{k_{\alpha}}{3}\right)^2 \cdot \delta^2}, \quad k_{\alpha} \equiv t_{\alpha}(\infty), \quad (2)$$

где δ – величина погрешности прибора;

$$\Delta P_{абс} = \sqrt{2,57^2 \cdot 0,51^2 + \left(\frac{2}{3}\right)^2 \cdot 0,5^2} = 1,35 \text{ Па.}$$

Среднеквадратичная погрешность измерения диагностического параметра определяется по формуле (3):

$$\sigma_2 = \frac{\Delta P_{абс.}}{t_{\alpha}} \quad (3)$$

$$\sigma_2 = \frac{\Delta P_{абс}}{t_{\alpha}} = \frac{1,35}{2,57} = 0,52 \text{ Па.}$$

Точность диагностирования определяется по формуле (4):

$$h = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot \sigma_2} \quad (4)$$

$$h = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot 0,52} = 0,98 \text{ \%}.$$

Результаты измерения величины отклонения давления во второй ступени редуктора-испарителя в режиме работы двигателя на повышенной частоте вращения коленчатого вала двигателя обработаны с помощью программы Regress, в результате чего определена аппроксимирующая функция (5) с величиной среднего отклонения от экспериментальных данных, равной 13%:

$$\Delta P_2(t) = 10,01 + 0,00013t \quad (5)$$

График зависимости отклонения давления во второй ступени редуктора-испарителя от наработки t представлен на рисунке 1.

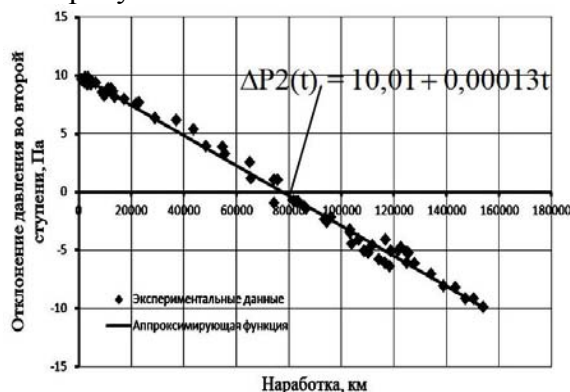


Рисунок 1 – Зависимость отклонения давления во второй ступени редуктора-испарителя от наработки в режиме повышенной частоты вращения коленчатого вала двигателя

Из графика видно, что отклонение давления во второй ступени редуктора-испарителя от нормативной величины изменяется от 10 до –10 Па, а средняя наработка на отказ клапана второй ступени составляет 154,1 тыс. км.

В соответствии с результатами аппроксимации экспериментальных значений произведено установление потенциала работоспособности мембран редуктора-испарителя. Результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты установления потенциала работоспособности мембран редуктора-испарителя

Наработка, тыс. км	ΔP_2 , Па	ПР, %
1	2	4
0	10,01	100,00
10	8,71	93,50
20	7,41	87,00
30	6,11	80,50
40	4,81	74,00
50	3,51	67,50
60	2,21	61,00
70	0,91	54,50
80	-0,39	48,00
90	-1,69	41,50
100	-2,99	35,00
110	-4,29	28,50
120	-5,59	22,00
130	-6,89	15,50
140	-8,19	9,00
150	-9,49	2,50
154,1	-10,02	0,00

Преобразовав выражение (1) получим формулу математического ожидания ПР мембран редуктора-испарителя в процентах:

$$\bar{P}(t) = 100 \left[e^{-\alpha t} + \frac{\lambda \Delta \bar{P}_2^{nped}}{\alpha} (1 - e^{-\alpha t}) \right], \quad (6)$$

где $\Delta \bar{P}_2^{nped}$ – среднее отклонение давления во второй ступени редуктора-испарителя (диагностический параметр).

Выражение (2) может служить для прогнозирования средней наработки на отказ \bar{t} мембран редуктора-испарителя любой марки.

Определим величины α и $\lambda \Delta \bar{P}_2^{nped}$. Заменяя на малом временном промежутке $[0, t]$ функцию $e^{-\alpha t}$ суммой первых двух членов ее разложения в ряд Маклорена, принято:

$$e^{-\alpha t} = 1 - \alpha t. \quad (7)$$

С учетом этого выражение (5) для оценки математического ожидания потенциала работоспособности мембран редуктора-испарителя приведём к виду:

$$100 - \bar{P}(t) = t(100\alpha - \lambda \bar{P}_k). \quad (8)$$

По данным таблицы 1 в соответствии с полученным выражением для потенциала работоспособности получена система уравнений в виде:

$$y_i = At_i, i = 1 \dots 13, \quad (9)$$

где $A_1 = 100\alpha - \lambda \bar{P}_k$.

Решив систему относительно $\lambda \bar{P}_k$ получим:

$$\lambda \bar{P}_k = 100\alpha - 0,649. \quad (10)$$

Уравнение для определения искомым параметров получим из (6), полагая

$$\bar{P}(154,1) = 0. \quad (11)$$

Вследствие этого

$$\bar{P}(154,1) = 100e^{-154,1\alpha} + \frac{100\alpha - 0,649}{\alpha} \cdot (1 - e^{-154,1\alpha}) = 0. \quad (12)$$

Преобразовав и решив уравнение (12) относительно α , методом итераций установлен корень данного уравнения: $\alpha = 1,684 \cdot 10^{-6}$. В результате получим $\lambda \bar{P}_k = -0,648$.

Подставляя полученные значения в формулу (6), после преобразований получаем уравнение для оценки потенциала работоспособности мембран редуктора-испарителя:

$$\bar{P}(t) = 385000 \cdot \exp(-1,684 \cdot 10^{-6} t) - 384900 \quad (13)$$

По результатам сравнения теоретических и экспериментальных значений потенциала работоспособности максимальное значение относительной ошибки составило 0,094.

Предельное значение потенциала работоспособности мембран редуктора-испарителя ПРпред=10 Па. Этому значению соответствует наработка $t=154,1$ тыс. км. Уравнением (13) можно пользоваться в целях прогнозирования наработки на отказ мембран редуктора-испарителя марки РЗАА. Используемая методика установления моделей потенциала работоспособности системы универсальна и пригодна для установления модели потенциала работоспособности деталей редуктора-испарителя любой марки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ерохов, В.И. Газодизельные автомобили (конструкция, расчёт, эксплуатация) [Текст] / В.И.Ерохов, А.Л.Карунин: учеб. пособие. – М. – Граф-Пресс, 2005. – 560 с.
2. Кленников, Е.В. Газобаллонные автомобили: техническая эксплуатация. [Текст] / Е.В. Кленников, О.А.Мартиров, М.Ф.Крылов. – М.: Транспорт 1986. – 175 с.
3. Певнев Н.Г., Елгин А.П., Техническая эксплуатация газобаллонных автомобилей [Текст] / Н.Г. Певнев, А.П.Елгин, Л.Н.Бухаров, В.Ф.Крылов, В.Ф.Рачков. – Омск. : СиБади 2002.-220 с.
4. Апсин, В.П. Моделирование процессов восстановления машин. [Текст] / В.П.Апсин, Л.В.Дехтеринский, С.Б.Норкин, В.М.Приходько. – М.: Транспорт, 1996. – 311 с.
5. Мельников, А.Н. Методика прогнозирования работоспособности сцеплений автотранспортных средств [Текст] : дисс. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Мельников Алексей Николаевич. – Оренбург 2003. – 126 с. – Библиограф. : с. 30-47.–61 04-5/91-3.

Бондаренко Елена Викторовна

Оренбургский государственный университет, г.Оренбург

Доктор технических наук, профессор кафедры “Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей”

(ТЭРА)

Тел.+7 (3532) 757771

E-mail: tera@mail.osu.ru

Филиппов Андрей Александрович

Оренбургский государственный университет, г.Оренбург

Кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры ТЭРА

Тел.+7 (3532) 757771
E-mail: tera@mail.osu.ru

Морозов Владислав Анатольевич
Оренбургский государственный университет, г.Оренбург ”
Аспирант кафедры ТЭРА
Тел.: 89068445842
E-mail: vlad1485@yandex.ru

Л.А. САВИН, Е.В. СЛИВИНСКИЙ, С.Ю. РАДИН

СИНТЕЗ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ

В настоящей статье представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции устройства для повышения устойчивости движения автомобильных поездов. Рассчитаны основные кинематические и геометрические параметры такой конструкции. Разработке рекомендуется научно-исследовательским и промышленным структурам в области автомобилестроения с целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

Ключевые слова: автомобильные поезда, кинематические и геометрические параметры.

In the present article the materials, concerning workings out of a perspective design of the device for increase of stability of movement of automobile trains are presented. The basic kinematic and geometrical parameters of such design Working out are calculated it is recommended to research and industrial structures in the field of motor industry for the purpose of its further studying and possible introduction in practice.

Key words: automobile trains, kinematic and geometrical parameters.

Известно, что одним из наиболее эффективных способов повышения производительности автотранспорта, качества и сохранности перевозимых грузов, а также снижения себестоимости автомобильных перевозок является использование автопоездов состоящих из автомобилей тягачей и прицепных звеньев, основными из которых являются полуприцепы [1,3]

Сопоставление всех известных конструкций автопоездов, показывает, что одной из особенностей их является склонность к складыванию, т.е. быстрому изменению взаимного расположения автомобиля – тягача и прицепного звена, что происходит обычно в режиме торможения. Современные же конструкции автопоездов не имеют устройств или приспособлений, которые бы исключали их складывание, и поэтому в условиях эксплуатации возникают различные по характеру аварийные ситуации, который влекут за собой не только в последующем значительные затраты на ремонт и восстановление техники, но и травматизм людей со смертельным исходом.

Анализ указанного недостатка проведённого на уровне отечественных и зарубежных патентных источников позволил разработать перспективную конструкцию устройства (патент RU2554246), исключающего возможность складывания звеньев большегрузного автопоезда при торможении.

Такое техническое решение (рисунки 1, 2, 3, 4 и 5) привязано к автомобильному прицепу, который состоит из рамы 1, и на ней установлен кузов 2. Рама 1 контактирует с седельным устройством 3 автомобиля-тягача 4. На раме 1 закреплены упорные кронштейны 5 рессор 6, которые подвижно размещены на пальцах 7, жёстко присоединённых к плитам 8. Плиты 8 закреплены на участках осей 9 колёс 10. Каждый из участков осей 9 снабжён кронштейнами 11, в которых расположены соединительные пальцы 12, размещённые в пазах 13, выполненных в вилке 14 штока 15 пневмоцилиндра 16. На штоке 15 установлен поршень 17, подпружиненный пружиной сжатия 18 относительно пневмоцилиндра 16, а последний с помощью шарнира 19 установлен на упорном кронштейне 20, жёстко присоединённом к раме 1. Торцы участков осей 9 соответственно имеют паз 21 и выступ 22, которые имеют криволинейную форму. Цилиндр 16 связан трубопроводом 23 с тормозными камерами тормозных устройств колёс 10.

При движении автопоезда по стрелке *B* может возникнуть ситуация, когда водитель автомобиля-тягача 4 резко затормозит. В этом случае одновременно с подачей давления

сжатого воздуха к тормозным камерам (на рисунках пневмотормозная система и её детали не показаны), как это имеет место в известных конструкциях полуприцепов, тормозные устройства колёс 10 срабатывают и тогда происходит одновременно торможение и автомобиля-тягача 4 и полуприцепа. Однако ввиду сил инерции полуприцеп оказывает дополнительное давление на автомобиль-тягач 4 по стрелке *С*. Тогда и возможно складывание звеньев автопоезда. Но этого не происходит по следующей причине. Одновременно с подачей сжатого воздуха к тормозным камерам последний поступает также по стрелке *Д* через трубопровод 23 в цилиндр 16, что обеспечит движение поршня 17 по стрелке *Е* с сжатием пружины 18. Так как шток 15 поршня 17 связан соединительными пальцами 12 с кронштейнами 11, а те жёстко закреплены на участках осей 9, то последние получают угловой поворот по стрелкам *Г*, занимая такое положение, как это показано на рисунке 4. Конечно, в практике такой угловой поворот а участков осей 9 небольшой и может составлять от 5° до 15° и поэтому, во-первых, участки осей 9 не смогут выйти из сопряжения друг с другом, так как выступ 22 будет фиксирован пазом 21 и во-вторых рессоры 6 получают как линейное перемещение на величину Δl , так и угловое, повернувшись на пальцах 7, заняв такое положение, как это показано на рисунке 4. Угловой поворот участков осей 9 приведёт и к повороту вместе с ними колёс 10, которые, оказавшись повернутыми под углом β к продольной оси полуприцепа, окажут добавочное сопротивление движению его совместно с заблокированными колёсами 10 полуприцепа пневмотормозной системой их торможения.

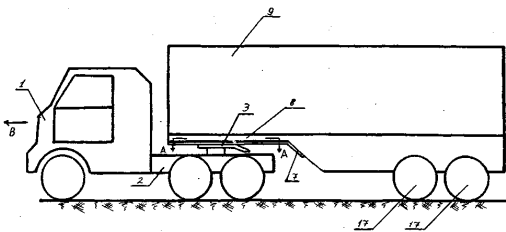


Рисунок 1

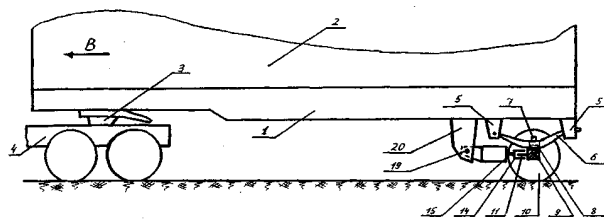


Рисунок 2

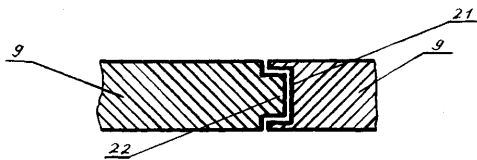


Рисунок 3

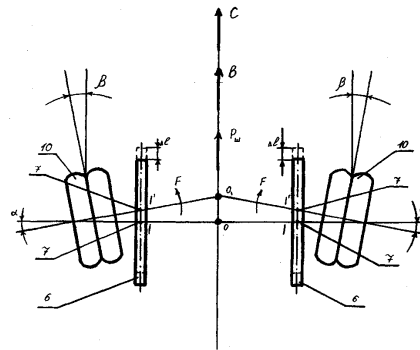


Рисунок 4

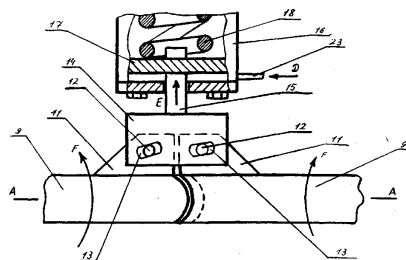


Рисунок 5

Следовательно, полуприцеп окажет сопротивление движению его в направлении, противоположном стрелке *C*, а это исключит его "занос" относительно автомобиля-тягача 4 в левую или правую сторону от последнего. Как только торможение прекратится, и сжатый воздух будет выходить в атмосферу. Одновременно последний через трубопровод 23 будет выходить в направлении, противоположном стрелке *D*. Падение давления сжатого воздуха в цилиндре 16 обеспечит под действием сжатой пружины 18 возвращение поршня 17 и штока 15 в исходное положение, а это создаст условия по возврату колёс 10 в положение, когда угол $\alpha = 0$ и угол $\beta = 0$. После этого может быть осуществлено дальнейшее движение автопоезда. Далее процесс, описанный выше, может неоднократно повторяться.

Для расчёта основных кинематических и геометрических параметров предложенного устройства разработана расчётная схема, показанная на рис.6, которая представляет собой

двухмассовую систему $m_{II} = \frac{G_{II}}{g}$ масса полуприцепа и $m_T = \frac{G_T}{g}$ масса автомобиля-тягача.

От действия статических нагрузок G_{II} и G_T на задних колёсах автомобиля-тягача возникает реакция P_1 , а на колёсах полуприцепа P_2 . Указанные массы связаны между собой шкворнем с изгибной жёсткостью C_w . К массе m_n приложены реакции связей P_m и P_n , действующие на шкворень в горизонтальной плоскости, расположенной на высоте h_3 от плоскости дороги. При торможении автопоезда к центру тяжести полуприцепа приложена инерционная сила P_u , а в зоне контакта колёс с дорогой возникают силы трения P_f и силы торможения P_τ . Центры тяжести O_n и O_m масс m_i и m_o расположены соответственно на высоте h_{un} и h_{uT} от поверхности дороги.

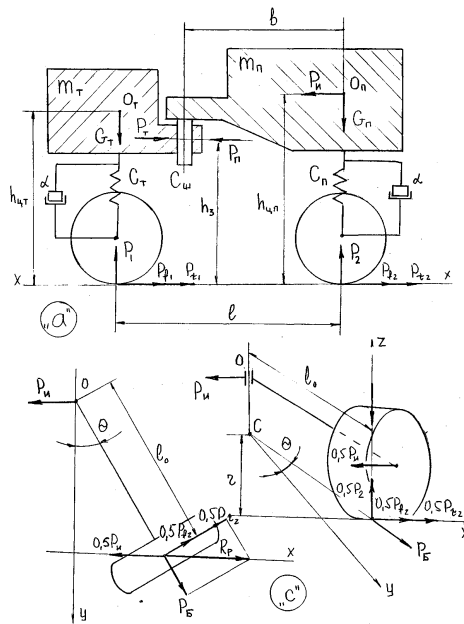


Рисунок 6

Очевидно, что вертикальные реакции P_1 и P_2 можно определить по зависимостям [3]:

$$\begin{cases} P_1 = 0,5G_{II} + \frac{h_{un}}{l} P_{II} - \frac{h_3}{l} (P_T - P_{II}) \\ P_2 = 0,5G_{II} - \frac{h_{un}}{l} P_{II} + \frac{h_3}{l} (P_T - P_{II}) \end{cases}$$

Анализируя систему уравнений, видно, что если $P_T = P_{II}$ и $P_{II} = 0$, то влияние их на перераспределение нагрузок на колёса автомобиля-тягача и полуприцепа отсутствует если же $P_T \neq P_{II}$ тогда $P_{II} \neq 0$ (P_{II} может принимать как положительные, так и отрицательные

значения), то происходит накат полуприцепа на тягач или растяжка звеньев автопоезда. В тоже время видно, что на такое перераспределение нагрузок существенное влияние оказывает величина $h_{ум}$ и её отношение $\frac{h_{ум}}{h_3}$ причём, чем больше это отношение, тем шире

область перегрузок седельного устройства автомобиля-тягача и его ведущих колёс. Такое явление способствует блокированию задних колёс автомобиля-тягача при торможении [2,3]. Для того, чтобы учесть силы торможения автопоезда P_{τ} спроецируем горизонтальные составляющие усилий на ось ХХ, и тогда уравнение его движения примет вид:

$$P_T - P_{II} = P_{II} - (P_1 f + P_2 f + P_{\tau_1} + P_{\tau_2})$$

Считая, что $G_T = m_T g$ и $G_{II} = m_{II} g$, можно вычислить силу инерции по

зависимости:

$$P_{II} = \frac{G_{II}}{G_T + G_{II}} (P_1 f + P_2 f + P_{\tau_1} + P_{\tau_2})$$

Определив силу инерции, можно рассчитать силу сопротивления движению полуприцепа R_p , которая и исключит накат полуприцепа на тягач и поэтому складывание звеньев автопоезда в режиме торможения не произойдёт. Приведём пример расчёта основных характеристик предложенного технического решения для автопоезда, состоящего из автомобиля-тягача МАЗ-6422 полным весом $G_T = 95000$ Н и автомобильного полуприцепа контейнеровоза модели МАЗ-8389 с $G_{II} = 387000$ Н. При этом в качестве исходных данных примем следующие размеры, используя данные работы [1].

$h_{ум}$ – расстояние от поверхности дороги до центра тяжести автомобиля-тягача, 1,2м;

$h_{ум}$ – расстояние от поверхности дороги до центра тяжести полуприцепа, 1,8м;

h_3 – расстояние от поверхности дороги до горизонтальной плоскости приложения продольных сил P_n и P_T ;

e – расстояние от центра тяжести полуприцепа до вертикальной оси симметрии задней подвески колёс полуприцепа, 3,2м;

P_1 – статическая вертикальная реакция на задние колёса автомобиля тягача от полуприцепа 147000 Н и от тягача 24400 Н, $P_1 = 147000 + 24400 = 171400$ Н;

P_2 – статическая вертикальная реакция на задние колёса полуприцепа, $P_2 = 240000$ Н;

$P_1 \cdot f$ – сила сопротивления качению задних колёс автомобиля тягача, $P_1 \cdot f = 17140 \cdot 0,02 = 3428$ Н;

$P_2 \cdot f$ – сила сопротивления качению колёс полуприцепа, $P_2 \cdot f = 24000 \cdot 0,02 = 4800$ Н.

Предположим [2,3], что торможение автопоезда происходит при скорости его движения 40 км/ч (такая скорость движения установлена ГОСТ 22895-77 по определению предельных норм тормозного пути автотранспортных средств), при этом тормозные силы P_{τ_1} и P_{τ_2} соответственно будут равны $P_{\tau_1} = \varphi P_1 = 0,5 \cdot 17140 = 85700$ Н и $P_{\tau_2} = \varphi P_2 = 0,5 \cdot 24000 = 120000$ Н, где φ коэффициент сцепления колёс принят равным 0,5 [3] при движении автопоезда по сухой дороге с асфальтобетонным покрытием. Тогда сила инерции P_{II} определится:

$$P_{II} = \frac{G_{II}}{G_T + G_{II}} (P_1 f + P_2 f + P_{\tau_1} + P_{\tau_2}) = \frac{38700}{9500 + 38700} (324,8 + 480 + 8570 + 12000) = 0,8 \cdot 213748 = 170998 \text{ Н}$$

Вычислим для данной силы $P_{И}=170998\text{Н}$ ускорение замедления $a = \frac{P_{И} \cdot g}{G} = \frac{17099,8 \cdot 10}{38700} = -4,4\text{м/с}^2$. В этом случае тормозной путь автопоезда составит:

$$S_T = \frac{t_{cp} \cdot V_0}{3,6} + \frac{V_0^2}{26 \cdot a} = \frac{0,7 \cdot 32}{3,6} + \frac{1024}{26 \cdot 4,4} = 6,2 + 8,95 = 15,15\text{метра}$$

где: t_{cp} - время срабатывания тормозного привода (0,4 – 0,7)с;
 $V_0 = 0,8 \cdot V = 0,8 \cdot 40 = 32\text{км/ч}$ [3].

Известно [2,3], что устойчивость движения автопоезда оценивают по величине критической скорости, которая, как показывает практика, в случае заноса полуприцепа при торможении достаточно низка и составляет в среднем $V_{кр} = 20 - 25\text{км/ч}$. При торможении силы, действующие в плоскости дороги велики, и в то же время различны по величине на каждом из колёс, то в этом случае создаётся поворачивающий момент, который приводит к развороту полуприцепа на курсовой угол ψ . Так как в нашем примере принято значение скорости движения $V = 40\text{км/ч}$, то уже возможна потеря устойчивости при торможении автопоезда. Поэтому, чтобы исключить складывание автопоезда в момент его торможения, оси 9 колёс 10 (рисунок 4) получают угловой поворот на угол Θ (см. рисунок 6 с) в результате чего на колёсах возникнет осевое усилие P_B и равнодействующая R_P . Примем, что ось 9 с колесом 10 повернулась на угол $\Theta = 10^0$ и тогда равнодействующая R_P будет равна:

$$R_P = \frac{(P_{f2} + P_{f2})}{\cos \Theta} = \frac{480 + 12000}{\cos 10^0} = 126830\text{Н}$$

Видно, что сила сопротивления движению полуприцепа R_P за счёт углового поворота осей 9 возросла на $126830 - 124800 = 2030\text{Н}$, то есть к каждому правому и левому из колес полуприцепа приложено горизонтальное составляющее усилие, действующее в продольной плоскости полуприцепа в 1015 Н, способствующее прямолинейному его движению и тем самым исключая его складывание. В тоже время расчёты показывают, что общее сопротивление движению полуприцепа в сторону противоположную действию инерционной силе $P_{И}=170998\text{ Н}$ составляет $P_{f2} + P_{\tau 2} + R_P = 480 + 120000 + 126830 = 251630\text{ Н}$, что также говорит об эффективности устойчивости движения прицепного звена автопоезда, так как силы сопротивления его движению в $251630/170998 = 1,47$ раза превышают инерционную силу. Для возврата осей 9 (рисунок 4) в исходное транспортное положение, когда режим торможения будет закончен, в конструкции полуприцепа предусмотрена пружина сжатия 18 расположенная в пневмоцилиндре 16 (рисунок 5). Такая пружина должна создать усилие большее по значению, чем $P_2 \cdot f$ являющейся силой сопротивления качению колёс полуприцепа и определённая выше $P_2 \cdot f = 24000 \cdot 0,02 = 4800\text{Н}$. Используя справочные данные работы [4] выберем пружину сжатия с большей чем 4800Н рабочей нагрузкой и равной 6400Н и имеющую следующие геометрические характеристики: наружный диаметр $D_{нар} = 110\text{мм}$, диаметр витка $d = 15\text{мм}$, шаг $t = 30\text{мм}$, высота пружины в свободном состоянии $H_{св} = 278\text{мм}$, высота пружины в сжатом состоянии $H_{сж} = 150\text{мм}$, материал пружины прутки Сталь 60С2 по ГОСТ2590-75 с $[\tau] = 7,5\text{МПа}$. Учитывая указанные размеры пружины сжатия можно конструктивно назначить ход поршня или длину корпуса пневмоцилиндра, равную $H = 350\text{мм}$, а диаметр поршня $D = 130\text{мм}$ создающий усилие $F = Sp = \pi D^2 p / 4 = 3,14 \cdot 13^2 \cdot 5 / 4 = 6630\text{ Н}$.

Анализируя вышеизложенное видно, что в практике складывание звеньев автопоезда возможно при различных его скоростях движения начиная от 20км/ч и более и действиях на них тормозных сил в очень широких диапазонах при этом чем выше скорость, тем выше численное значение силы сопротивления движению полуприцепа R_P . В то же время для подбора рациональных конструктивных размеров предложенного технического решения

необходим широкий спектр испытаний его на натуральных образцах в эксплуатационных условиях, и только после этого можно окончательно дать практические рекомендации по возможному использованию его на автопоездах состоящих из различных моделей тягачей и автомобильных полуприцепов.

Результаты исследования рекомендуются как отечественным, так и зарубежным НИИ, конструкторским и производственным структурам автомобильной промышленности для дальнейшего изучения и доработки предложенного устройства с целью возможного внедрения его в практику.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Краткий автомобильный справочник. 10-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 220 с.
2. Закин, Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда [Текст] / Я.Х.Закин. - М.: Транспорт, 1967. – 215 с.
3. Смирнов, Г.А. Теория движения колёсных машин: учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов / Г.А.Смирнов. – Изд.2-е, с перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Пономарев, С.Д., Андреева Л.Е. Расчёт упругих элементов машин и приборов [Текст] / С.Д.Пономарев, Л.Е.Андреева. - М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.

Савин Леонид Алексеевич

Орловский государственный технический университет
Доктор технических наук, зав. кафедрой «Мехотроника и международный инжиниринг»
Тел. +7 (4862) 419885

Сливинский Евгений Васильевич

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина
Кандидат технических наук, профессор, зав. кафедрой «Прикладная механика и инженерная графика»
Тел. +7 (47467) 63931

Радин С.Ю.

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина
Ассистент кафедры «Прикладная механика и инженерная графика»
Тел. +7 (47467) 63931

В.А. КОРЧАГИН, Е.В. СЛИВИНСКИЙ

СТАБИЛИЗАТОР ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В настоящей статье представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции стабилизатора для автотранспортных средств. Рассчитаны основные кинематические и геометрические параметры такой конструкции. Разработана рекомендуется научно-исследовательским и промышленным структурам в области автомобилестроения с целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

Ключевые слова: стабилизатор, подвеска, эксплуатация, автомобиль.

In the present article the materials, concerning workings out of a perspective design of the stabilizer for vehicles are presented. The basic kinematic and geometrical parameters of such design Working out are calculated it is recommended to research and industrial structures in the field of motor industry for the purpose of its further studying and possible introduction in practice.

Key words: the stabilizer, a suspension bracket, operation, the car.

Успешная эксплуатация как грузовых, так и легковых автомобилей на дорогах с различным покрытием и, следовательно, широким спектром проявления микро и макро неровностей возможна только при хорошем качестве подвески. Обычно параметры подвески выбирают из расчета допустимой интенсивности и характера колебаний кузова и колес автомобиля, возбуждаемых неровностями дорожного полотна [1].

Практика эксплуатации автомобилей, а также многочисленные результаты исследований последних показывают, что их колебания, вызванные микро и макро профилем неровностей дорог, оказывают серьезное влияние не только на их плавность хода, но и на все остальные эксплуатационно-технические качества автомобилей.

Известно [1], что при эксплуатации, например, грузовых автомобилей, при движении на дорогах с неровной поверхностью, средняя скорость уменьшается на 40-50%, межремонтный пробег также снижается на 30-40%, расход топлива увеличивается на 50-70%, а себестоимость перевозок возрастает на 50-60%. Понятно, что снижение вышеуказанных потерь может быть достигнуто за счет повышения качества дорожного покрытия, и совершенствования конструкции подвески автомобилей, которая играет важную роль в снижении динамического нагружения несущих конструкций автомобилей от воздействия неровностей дорог.

Следует также отметить и то, что при эксплуатации автомобилей на дорогах хорошего качества их подвескам также приходится уделять серьезное внимание. За последние годы совершенствование конструкции подвесок осуществляется не только с точки зрения поперечной устойчивости автомобиля, но и с точки зрения управляемости особенно на высоких скоростях их движения.

Подвески, используемые в конструкциях как отечественных, так и зарубежных автомобилей разделяют на зависимые и независимые. У первых движение одного колеса в вертикальной плоскости, возникающее от встречи его с неровностью дороги, влечет за собой движение второго расположенного по другую сторону автомобиля. Во второй же каждое из колес имеет самостоятельную систему связи с экипажной частью автомобиля и перемещается независимо от других колес. Например, известна схема, где рама автомобиля шарнирно соединена с балкой, связанной с колесами посредством поворотных цапф. Балка взаимодействует с рамой при перекосах кузова посредством пружин и амортизаторов. Другая схема представляет также, балку соединённую с рамой при помощи рессоры, пружин и тяги, которая воспринимает боковые усилия, а рессоры продольные и частично

вертикальные усилия. И, например, третья, широко используемая схема отличается от предыдущих тем, что в ней используются эллиптические рессоры, а направляющим устройством являются шарнирно-сочлененные звенья. В четвертой схеме винтовые пружины сжатия опираются на траверсу, а в пятой в качестве направляющего устройства использован четырехзвенный шарнирный механизм. Роль упругих элементов в таких схемах часто выполняют пневмобаллоны, пневмоцилиндры а также листовые рессоры или торсионы. В независимых подвесках использованы те же узлы и детали и отличие их только в том, что каждое из колес имеет свой направляющий механизм. Учитывая индивидуальный характер динамического нагружения и колебаний каждого из колес таких подвесок, а, следовательно, и передач их на кузовную часть автомобиля последние нашли широкое применение в конструкциях легковых автомобилей. Рассмотрим подробнее переднюю подвеску, широко используемую в конструкциях легковых автомобилей. В такой подвеске поворотные цапфы, несущие на себе рулевые колеса, при помощи шкворней соединены со стойками. Нижние концы стоек с помощью нижних рычагов подвески шарнирно закреплены на поперечине рамы автомобиля. Верхние же концы стоек также шарнирно связаны с разветвленным рычагом. Между нижними рычагами и поперечиной рамы установлены винтовые пружины. Вертикальные перемещения колес сдерживаются пружинами. Из описанной конструкции видно, что каждое колесо такой подвески работает самостоятельно и колебания одного не передаются на другое. Однако описанная подвеска, несмотря на указанные преимущества, имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что при ее работе возникают значительные боковые крены кузова, достигающие таких значений, что движение автомобиля становится небезопасным. Поэтому в конструкциях независимых подвесок применяют устройство, называемое стабилизатором.

В этом случае стабилизатор выполнен в виде поперечно расположенного стального упругого стержня и его концы с помощью стоек соединены с опорными чашками подвески, на которые опираются пружины. Стержень, с возможностью закручивания относительно его продольной оси, расположен в опорах жестко закрепленных на балках кузова автомобиля.

Анализируя вышеизложенное, а также практику эксплуатации автомобилей, видно, что действительным средством уменьшения поперечного крена является установка в подвески колёс автомобилей стабилизаторов. В то же время, существенным конструктивным недостатком последних является и то, что они имеют постоянную крутильную жесткость и не могут изменять ее автоматически в процессе проявления крена кузова.

Учитывая важность задачи в части повышения плавности хода легковых автомобилей в ЕГУ им. И. А. Бунина на кафедре прикладной механики и инженерной графики проводится бюджетная НИР на тему «Динамика, прочность и надежность транспортных машин и машин агропромышленного комплекса применительно к Липецкой области РФ». На базе этой НИР выполняются работы и по линии НИРС, тесно связанные также с деятельностью СКБ университета. Одним из разделов этой НИР является направление, связанное с модернизацией независимых подвесок, как легковых автомобилей, так и других безрельсовых транспортных средств имеющих такие подвески.

Анализ многочисленных литературных и патентных источников позволил разработать перспективное техническое решение применительно к конструкциям легковых автомобилей. Такое техническое решение признано изобретением (RU2293663).

На рисунке 1 показан частичный общий вид независимой подвески автомобиля вид спереди, а на рисунке 2 принципиальная схема этой же части в перспективе. Стабилизатор передней подвески автомобиля состоит из одной и другой частей упругого стержня 1, одни концы которых связаны между собой винтовой пружиной 2 и расположены в кронштейнах 3 продольных балок рамы 4 автомобиля. Другие концы упругого стержня 1 размещены в опорах 5, имеющих внутри криволинейную форму 6, и жестко закреплены на нижних рычагах 7 независимой подвески. На этих же концах упругого стержня 1 установлены втулки

8, которые с помощью тяг 9 шарнирно связаны с продольными балками рамы 4 автомобиля. Нижние рычаги 7 и верхние рычаги 10 образующие независимую подвеску, также шарнирно присоединены к продольным балкам рамы 4 и кулакам 11 несущим колеса 12.

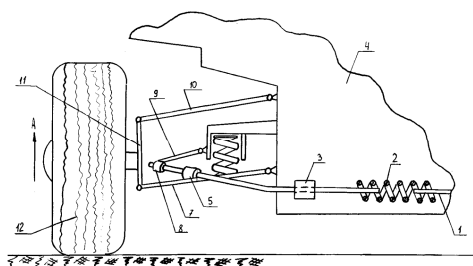


Рисунок 1

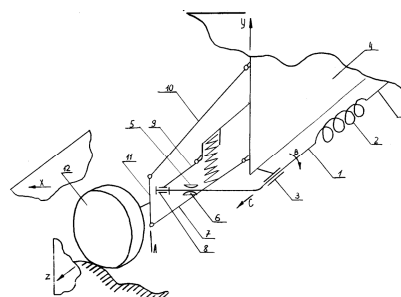


Рисунок 2

Работает стабилизатор передней подвески автомобиля следующим образом. При движении автомобиля его независимая подвеска колес под действием микро и макро неровностей дорог получает перемещения, например, по стрелке *A*, что способствует угловому повороту по этой же стрелке нижних рычагов 7 и верхних рычагов 10, а так как концы этой части упругого стержня 1 размещены в опорах 5, то они изгибают последние в вертикальной плоскости *Y* закручивается упругий стержень 1 по стрелке *B*, а вместе с ним и винтовую пружину 2 в продольной ее плоскости. Одновременно за счет углового поворота тяг 9 так же в вертикальной поперечной плоскости *Z* конец упругого стержня 1 изгибается в горизонтальной плоскости *X* автомобиля. Такое явление позволяет получить некоторое осевое перемещение упругого стержня 1 по стрелке *C* в кронштейнах 3 за счет выполнения внутренних поверхностей опор 5 имеющих криволинейную форму, а так как части упругого стержня 1 соединены между собой винтовой пружиной 2, то и она упруго деформируется в этом же направлении. Следовательно, участки упругого стержня 1, как одного, так и другого совместно с винтовой пружиной 2 получают сложное нагружение связанное с их изгибом, кручением и растяжением, что и позволяет в целом эффективно демпфировать данный вид перемещений и колебаний, как подвески, так и кузова автомобиля в целом. На рисунках показана только одна из независимых подвесок и поэтому другая подвеска также может получить подобные перемещения. В тоже время перемещения и колебания их друг относительно друга могут иметь широкий спектр проявлений, но в любом случае демпфирование их будет происходить подобно тому, как это описано выше. Следует отметить, что винтовая пружина 2 своими концевыми витками навинчена, например, в горячем состоянии на концы упругих стержней 1, и поэтому угловые перемещения их относительно друг друга исключены, и они могут осуществлять закрутку только совместно друг с другом.

Для синтеза предложенного технического решения воспользуемся расчётной схемой (рисунок 3) позволяющей изучать силовое нагружение конечных участков стержня торсиона работающих на изгиб в двух плоскостях, их растяжение-сжатие и пружины расположенной в центральной части стабилизатора нагруженной крутящим моментом и продольной силой. Предположим, что предложенное техническое решение будет установлено на серийном автомобиле ВАЗ-2107, у которого: $G_{пол}=1430$ кг, $G_{куз}=1278$ кг, $L=682,5$ мм, $l_n=350$ мм, $l_o=325$ мм, $l_l=320$ мм, $l_c=230$ мм, $l=210$ мм, $2C_{p1}=2,6$ МПа, $2C_{p2}=3,0$ МПа, $2C_{u1}=2C_{u2}=20,4$ МПа и $d=20$ мм.

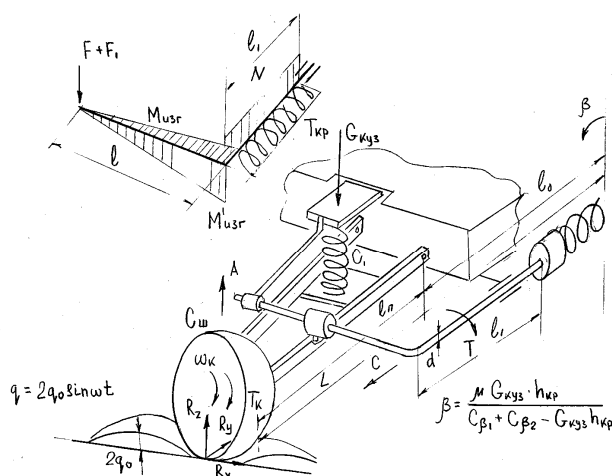


Рисунок 3

Расчетная схема (рисунок 3) представляет собой стержень, один конец которого длиной l , подвижно закреплён с помощью втулки на рычаге передней подвески колеса, а другой длиной l_1 , расположен в поперечной плоскости автомобиля и соединён винтовой пружиной сжатия-кручения. Стержень нагружен моментом T , возникающим от действия силы F приложенной к рычагу подвески колеса. Эта сила проявляется от действия как собственного веса автомобиля, приходящейся на одно из его колес $G_{куз}$, а также динамической составляющей R_z , вызванной преодолением колеса неровности q_0 дорожного полотна. Участок стержня стабилизатора длиной l нагружен также силой F_1 , вызванной поперечным креном кузова автомобиля и выполнен круглым сечением диаметром d . Другой же конец стержня жёстко присоединён к пружине сжатия-кручения. Под действием указанных нагрузок в сечениях стержня в пружине сжатия-растяжения возникнут как нормальные σ , так и касательные напряжения τ . К колесу автомобиля приложен вращающий момент T_k и оно вращается с угловой скоростью ω_k . Колесо автомобиля с помощью независимой подвески связано с кузовом автомобиля и имеет жесткость $C_{ш}$ и жесткость пружин сжатия C_1 .

В работе [2] представлен численный расчет для автомобиля ВАЗ-2107 по определению ряда параметров, характеризующих работу участков стержня его стабилизатора где определены угловые жесткости передней и задней подвесок соответственно $C_{\beta p1} = 12110,9 \text{ МПа/рад}$, $C_{\beta p2} = 13974,1 \text{ МПа/рад}$, а также угловые жесткости шин $C_{\beta ш1} = C_{\beta ш2} = 95024,4 \text{ МПа/рад}$. Приведенные же угловые жесткости передней и задней подвесок соответственно составили $C_{\beta1} = 10741,8 \text{ МПа/рад}$ и $C_{\beta2} = 12182,5 \text{ МПа/рад}$, а угол крена кузова для указанных жёсткостей оказался равным $\beta = 0,12 \text{ рад} = 6^{\circ}54'$

В практике проектирования стабилизаторов считается [1], что допускаемая величина поперечного крена лежит в пределах от $6-7^{\circ}$ при $Y_{куз} = 0,4G_{куз}$, где $Y_{куз}$ – боковая сила, приложенная в центре тяжести автомобиля. Полученное значение $\beta = 6^{\circ}54'$ довольно значительная величина и поэтому для снижения ее введем в подвеску стабилизатор, причем выберем предварительно его угловую жесткость $C_c = C_{\beta p1} = 10741,8 \text{ МПа/рад}$. Тогда приведенная угловая жесткость передней подвески и угол крена вычисленные по зависимостям [2], оказались соответственно равными $C_{\beta(C)} = 29704,6 \text{ МПа/рад}$ и $\beta = 0,08 \text{ рад} = 4^{\circ}58'$. Полученное значение угла крена $\beta = 4^{\circ}58'$ для серийного стабилизатора соответствует требованиям, предъявляемым к независимым подвескам легковых

автомобилей. Однако, при движении автомобиля по дорогам с различным микро и макро профилем высотой $2q_0$, этот угол будет изменяться и видимо превышать допускаемые значения за счет колебаний как подвески, так и кузова автомобиля в целом, и поэтому для поддержания угла крена β в допускаемых пределах не более $6-7^\circ$, необходимо изменение крутильной жесткости участках стабилизатора l , и l_1 в автоматическом режиме. Такой режим и достигается путем использования предложенной конструкции стабилизатора, это подтверждается следующим примером расчета.

Так, если на серийном автомобиле ВАЗ-2107 установлен стабилизатор, представляющий собой стержень, работающий как на кручение одной его части, так и на изгиб другой, то для него угол закручивания определится:

$$\varphi_c = 2l_i[\tau]/G \cdot d = 2(l_1+l_2)[\tau]/G \cdot d = 2 \cdot (21+32) \cdot 4 \cdot 10^3 / 8 \cdot 10^5 \cdot 0,2 = 0,26 \text{ рад} \approx 15^\circ$$

Для участка l_1 также серийного стабилизатора угол закручивания определится по формуле:

$$\varphi_1 = 2l_1[\tau]/G \cdot d = 2 \cdot 32 \cdot 4 \cdot 10^3 / 8 \cdot 10^5 \cdot 0,2 = 0,16 \text{ рад} = 9^\circ 12'$$

Предположим также, что для серийного стабилизатора после воздействия неровности дороги колесо автомобиля дополнительно упруго сформировало подвеску и, следовательно, угол закручивания φ_1 возрастёт и превысит $9^\circ 12'$, а это приведёт к увеличению крена кузова, что весьма нежелательно с точки зрения плавности хода легкового автомобиля и его управляемости. При описанном явлении но с использованием предложенной конструкции стабилизатора, рычажная подвеска колеса увлечёт за собой конец стержня стабилизатора по стрелке А (рисунок 3) и закрутит в этом же направлении винтовую пружину, увеличив тем самым крутильную жёсткость стабилизатора, а, следовательно, к созданию силы сопротивления и демпфированию указанной динамической нагрузки передаваемой на кузов автомобиля. Это видно из следующего примера. Известно, что крутильная жёсткость стержня может быть определена по зависимости [2]:

$J = GJ_p/l d^2$ тогда для длины стержня $l_1 = 320 \text{ мм}$, крутильная жёсткость будет равна $J = GJ_p/l_1 d^2 = 8 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 0^2 / 32 \cdot 2 \cdot 0^2 = 1000 \text{ МПа/рад}$, а крутильная жёсткость пружины определится по зависимости $\kappa = E d^4 / 64 i D = 2 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 0^4 / 64 \cdot 10 \cdot 8,0 = 625 \text{ МПа/рад}$ где i – число витков пружины равное 10, а D – наружный её диаметр равный 80 мм. (эти параметры приняты конструктивно) Следовательно суммарная жёсткость стабилизатора составит $J + \kappa = 1625 \text{ МПа/рад}$ и крен кузова будет снижен.

Результаты исследования рекомендуются к дальнейшему изучению и возможному внедрению предложенной разработки научным и производственным структурам автомобильной промышленности, как в нашей стране, так и за рубежом, проектирующим и выпускающим автомобили снабжённые независимой подвеской колёс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания [Текст] / Р.В.Ротенберг. - М.: Машгиз, 1972. - 355 с.
2. Сливинский, Е.В. К расчёту на ЭВМ геометрических и прочностных характеристик перспективной конструкции стабилизатора поперечной устойчивости подвесок легковых автомобилей. Информатика: концепции, состояние, перспективы развития [Текст] / Е.В.Сливинский, М.А.Васильев // Материалы межвузовской научно-практической конференции. - Вып.4. - Елец: ЕГУ им. И.А. Бунина, 2006. – 395 с.
3. Пономарев, С.Д., Андреева Л.Е. Расчёт упругих элементов машин и приборов [Текст] / С.Д.Пономарев, Л.Е.Андреева. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.
4. Феодосьев, В.И. Сопроотивление материалов [Текст] / В.И.Феодосеев. - М.: Наука, 1982. - 425 с.
5. Орлов, П.И. Основы конструирования [Текст]: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. / П.И.Орлов; под ред. П.Н.Усачева. – Изд. 3-е, исправ. - М.: Машиностроение, 1988. - 544 с.

Корчагин Виктор Алексеевич

Липецкий государственный технический университет, г.Липецк

Заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, зав.кафедрой «Управление автотранспортом»

Тел. +7 474 232 8207

E-mail: rizaeva.u.n@yandex.ru

Сливинский Евгений Васильевич

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина

Кандидат технических наук, профессор, зав.кафедрой «Прикладная механика и инженерная графика»

Тел. +7 (47467) 63931

Е.В. АГЕЕВ, А.В. СУСЛОВ

ТЕХНИЧЕСКОЕ ПЕРЕВООРУЖЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ ОГУП «РЫЛЬСКАЯ АВТОКОЛОННА № 1772»

В статье представлены основные результаты работы, выполненной в условиях реального автотранспортного предприятия г. Рыльска Курской области.

Ключевые слова: автоколонна, производственно-техническая база, подъёмник, проект.

In the article the main results of activity executed in conditions of the actual motor transportation enterprise Rylsks of Kursk area are submitted.

Key words: an auto column, technological base, lift, project.

Реформы в России привели к значительным изменениям в национальной экономике, среди которых в первую очередь следует выделить сферу услуг, оказываемую автомобильным транспортом. На современном этапе социально-экономического развития, сфера услуг становится одним из важнейших секторов национальной экономики. Она тесно связана со всеми областями общественной жизни и является источником мобилизации потенциала национального роста, повышения качества и уровня жизни населения. Рост народного хозяйства страны требует развития автомобильного транспорта до размеров, обеспечивающих полное удовлетворение потребностей в грузовых и пассажирских перевозках.

Многие предприятия автомобильного транспорта в девяностые годы были разорены. Исключением не стали и автотранспортные организации Курской области. Даже и в настоящее время, многие из них переживают не самые лучшие времена. Наглядным примером может служить ОГУП «Рыльская автоколонна № 1772». Именно в данный момент становится актуальной проблема о модернизации, реконструкции и преобразовании существующих предприятий автомобильного транспорта. Ведь тот потенциал, который был заложен в них ещё в «советские годы» давно исчерпал себя, а новые экономические условия диктуют новые требования, выполнение которых невозможно без коренных преобразований.

На ОГУП «Рыльская автоколонна № 1772» сохранилась производственно техническая база, реконструкция которой позволит организовать достаточно эффективный технологический процесс, позволяющий вывести предприятие на новый уровень хозяйственной деятельности. Одни из главных условий, обеспечивающих перевозки, является высокий и устойчивый уровень технической готовности парка машин. Совершенствование базы должно происходить за счет внедрения научной организации труда, научных основ управления и результатов научно-исследовательских работ, улучшения организации и технологии производственных процессов, повышения производительности труда путем использования современных методов диагностики автомобилей, высокопроизводительных средств механизации и автоматизации производственных процессов.

Целью данной работы является разработка теоретических положений и практических рекомендаций по техническому перевооружению производственно-технической базы ОГУП «Рыльская автоколонна № 1772», отвечающей современной экономической политики страны. При этом, используя минимальные денежные и трудовые затраты, получить максимальную прибыль, удовлетворив потребности населения и организаций в автотранспортных перевозках.

Для достижения указанной цели решались следующие научные и практические задачи:

1. Произвести технико-экономический анализ состояния предприятия.
2. Выполнить: расчёт производственной программы, объём работ и численность рабочих; технологический расчёт производственных зон, участков и складов.
3. Разработать конструкцию подъёмника подкатного электромеханического.
4. Обеспечить безопасность и экологичность предприятия.
5. Произвести расчёт экономической эффективности предложенных мероприятий.

Предметом исследования выступают теоретические и методические подходы к организации и формированию производственно технической базы предприятия автомобильного транспорта.

Объектом исследования является ОГУП «Рыльская автоколонна № 1772».

В начале работы был проведён анализ технико-экономических показателей работы предприятия в период с 2007 по 2009 годы. Результаты анализа показали, что производственно-технической базе автоколонны необходимо техническое перевооружение, ориентированное на современный подвижной состав. На основе реальных данных предприятия на сегодняшний день был произведён технологический расчёт, позволивший разработать планировочное решение и генеральный план. Качественное выполнение ТО и ТР невозможно без средств механизации. С этой целью было решено внедрить подкатной электромеханический подъёмник. Подъёмники данного типа обладают рядом преимуществ перед остальными подъёмниками. Во-первых, относительная простота конструкции и обслуживания, во вторых, возможность обслуживать подвижной состав на любой площадке имеющей твёрдое асфальтобетонное покрытие, в третьих мобильность, одним подъёмником и комплектом стоек можно обслуживать несколько постов.

С целью экономии денежных средств и загрузки производственных мощностей предприятия было решено спроектировать подкатной электромеханический подъёмник, который можно было бы изготовить собственными силами автоколонны при этом отвечающий современным стандартам и тенденциям развития подъёмно-транспортного оборудования. Расчёт подтвердил возможность создания такого подъёмника, используя отечественные комплектующие и материал. При этом себестоимость изготовления составила 202,336 тыс. руб., что значительно дешевле серийно выпускаемых аналогов. С целью окончательного подтверждения нашей гипотезы о экономической целесообразности внедрения подъёмника данного типа было решено произвести сравнительный анализ калькуляции себестоимости проведения ТО автомобиля КамАЗ с прицепом используя подъёмник собственной разработки и подъёмник площадочного типа модели 12Г272М. Результаты анализа подтвердили наши предположения: ежегодная экономия предприятия на проведение ТО составила 122,938 тыс. рублей; срок окупаемости активной части капиталовложений 2,182 года.

Любое техническое перевооружение производственно-технической базы предприятия требует вливания денежных средств. Для решения этой задачи была разработана схема организации технологического процесса, представленная на рисунке 1, позволяющая предприятию получать дополнительный заработок.

Часть незадействованной автомобильной стоянки можно сдавать под стоянку стороннего подвижного состава. Так как автоколонна имеет собственную АЗС, было решено предложить сделать её общедоступной, обеспечив отдельный подъезд, путём переоборудования запасного выезда с территории предприятия в КТП для сторонних организаций и частных лиц. Так же была предусмотрена установка окрасочно-сушильной камеры, которая бы позволила оказывать услуги по окраске, как деталей, так и любого подвижного состава. Все выше перечисленные нововведения, совмещенные со стандартным перечнем оказываемых услуг (перевозка грузов, пассажиров, проведение ТО и ТР), позволили бы предприятию оправдать те капиталовложения которые пошли на техническое перевооружение производственно-технической базы.

Не маловажным является тот факт, что автоколонна находится в городской черте и имеет нежелательное соседство с социально значимыми объектами и жилой застройкой.

Исходя из этого, были проанализированы негативные факторы, которые могут, исходят от предприятия. Основываясь на этом, было предложено внедрить на предприятии технологии, используемые при строительстве автомагистралей. Позволяющие оградить соседей автоколонны от негативного воздействия шумового фактора и выбросов загрязняющих веществ.

Таким образом, реализация разработанного проекта позволит вывести автоколонну на новый уровень развития, снизить негативное воздействие на окружающую среду, получить дополнительные доходы, которые можно потратить на обновление парка подвижного состава. В любом случае модернизация и реконструкция существующих предприятий автомобильного транспорта это планомерные мероприятия, которые должны происходить постепенно и быть направленными главным образом на потребителя услуг. Ведь новые экономические условия диктуют новые требования, на которые предприятие должно отвечать своевременной адекватной реакцией.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агеев, Е.В. Дипломное проектирование. Методические указания к выполнению дипломного проекта [Текст]/ Е.В. Агеев. – Курск: Курск. гос. техн. ун-т. 2009. – 112 с.
2. Луканин, В.Н. Промышленно-транспортная экология: Учеб. для вузов / Ю.В. Трофименко; Под ред. В.Н. Луканина. – М.- Высш. шк., 2001.– 273 с.

Агеев Евгений Викторович

ГОУ ВПО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроительные технологии и оборудование»

Тел.: 8 904 52 65507

E-mail: ageev_ev@mail.ru

Суслов Александр Владимирович

ГОУ ВПО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск

Инженер

Тел.: +7(4721) 504816

E-mail: ageev_ev@mail.ru

УДК 621.791.927.55.034

Е.В. АГЕЕВ, Р.А. ЛАТЫПОВ, Б.А. СЕМЕНИХИН, Е.В. АГЕЕВА

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ ТВЕРДОСПЛАВНЫМИ ПОРОШКАМИ, ПОЛУЧЕННЫМИ ИЗ ОТХОДОВ

В статье представлены перспективный технологический процесс восстановления коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 с использованием порошков, полученных методом электроэрозионного диспергирования отходов спеченных твердых сплавов.

Ключевые слова: отходы твердых сплавов, электроэрозионное диспергирование, порошок, плазменно-порошковая наплавка, коленчатый вал

In the article are submitted perspective technological process of recovery crankshaft of the engine KamAZ -740 with use of powders obtained by a method electroerosive dispersion of scraps of hard alloys.

Key words: scraps of hard alloys, electroerosive dispersion, powder, property of plasma cover, crankshaft.

Организация восстановления изношенных деталей автомобилей является не только важным резервом удовлетворения народного хозяйства запасными частями, но и существенным резервом повышения качества ремонта, а также снижения расходов материальных и трудовых ресурсов.

Применение для восстановления изношенных деталей автомобилей современных методов нанесения покрытий и, в первую очередь, с использованием порошковых твердых сплавов способствует значительному повышению их долговечности.

Одной из наиболее сложных в изготовлении и ремонте деталей автомобилей семейства КамАЗ является коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания (ДВС), основной дефект которого – износ коренных и шатунных шеек. Процесс изнашивания коренных и шатунных шеек коленчатого вала ДВС является нежелательным, но неизбежным.

Типовой технологический процесс восстановления коленчатых валов ДВС КамАЗ-740 включает следующие операции [1]: мойку, разборку и дефектацию коленчатого вала; проверку биения по средней шейке; правку коленчатого вала на прессе (при необходимости); установку пробок в отверстия масляных каналов вместо заглушек; шлифование коренных и шатунных шеек; контроль размеров коренных, шатунных шеек и радиуса кривошипа; полирование коренных и шатунных шеек; сборка коленчатого вала.

Разборка коленчатого вала включает следующие операции: снятие шестерни привода масляного насоса, переднего и заднего выносных противовесов; изъятие заглушек и втулок центробежной очистки масла и внутренних полостей масляных каналов коленчатого вала. Правка коленчатого вала производится на прессе при наличии изгиба вала более 0,05 мм.

Шейки коленчатого вала шлифуются на круглошлифовальных станках 3А432. В первую очередь шлифуются коренные шейки после установки коленчатого вала в центрах станка. Во вторую очередь шлифуются шатунные шейки. Для шлифования шатунных шеек коленчатый вал на станке устанавливается в центросместителях, обеспечивающих смещение оси вала на величину радиуса кривошипа, который имеет размер $(60 \pm 0,5)$ мм, и совмещение оси шатунных шеек с осью шпинделя станка. Шлифование начинается с первой шатунной шейки, для шлифования следующей шейки вал поворачивается на угол 90° . Все коренные и шатунные шейки шлифуются под один ремонтный размер.

После шлифования шейки подвергаются полировке в течение одной минуты на полировальных станках полировальной лентой ЭБ 220 или пастой ГОИ № 10.

Таким образом, на сегодняшний день коленчатые валы двигателя КамАЗ-740 успешно ремонтируются в пределах своих ремонтных размеров путем шлифования. Но, стоит размерам вала выйти из ремонтных, как появляются трудности с наращиванием и упрочнением поверхностей.

Изношенные валы с коренными и шатунными шейками, перешлифованные на все ремонтные размеры, но пригодные для восстановления путем нанесения покрытий до номинальных размеров, составляют 65-75 %.

В настоящее время на ремонтных предприятиях для восстановления коленчатых валов ДВС используют главным образом разновидности дугового способа наплавки под слоем флюса.

Одним из наиболее универсальных методов и гибких технологических приемов воздействия на свойства обрабатываемых поверхностей как метод упрочнения вновь изготавливаемых деталей машин и восстановления деталей с большой степенью износа (0,5 мм и более), работающих в условиях интенсивного изнашивания, является плазменно-порошковая наплавка (ППН).

В качестве материала при ППН коленчатых валов, работающих в условиях абразивного изнашивания, используются износостойкие порошковые наплавочные материалы, в структуре которых содержатся высокотвёрдые (карбиды, бориды и т.д.) фазы и относительно пластичная матрица. Среди порошковых наплавочных материалов, обладающих твердостью выше твердости абразива и стойкостью к абразивному износу, одними из наиболее перспективных являются порошки на основе систем WC-Co и WC-TiC-Co, являющиеся основой твердых сплавов, переработка отходов и дальнейшее использование которых является актуальной проблемой.

Одним из наиболее перспективных методов получения порошка, практически из любого токопроводящего материала, в том числе и твердого сплава, отличающийся относительно невысокими энергетическими затратами и экологической чистотой процесса, является метод электроэрозионного диспергирования (ЭЭД) – локальное воздействие кратковременных электрических разрядов между электродами [2, 3, 4].

Основными регулируемыми (изменяемыми) параметрами экспериментальной установки ЭЭД, разработанной авторами, непосредственно влияющими на процесс порошкообразования, являются:

- напряжение на электродах (U),
- частота следования импульсов (f),
- емкость рабочего накопителя (C),
- расстояние между электродами (l).

При проведении экспериментов по диспергированию отходов спеченных твердых сплавов расстояние между электродами в реакторе оставалось постоянным и составляло 100 мм, напряжение на электродах изменяли от 0 до 200 В, частоту следования импульсов – от 0 до 1000 Гц, емкость рабочего накопителя – от 2,5 до 40 мкФ.

В качестве рабочей жидкости использовалась вода дистиллированная ГОСТ 6709–72. В качестве исходного (диспергируемого) материала использовались изношенные, некондиционные и новые многогранные неперетачиваемые пластины, предназначенные для припаивания и механического крепления на режущий инструмент, из среднезернистых спеченных твердых сплавов марки ВК8 (рисунок 1), состоящих из карбида вольфрама (92 %) и кобальта (8 %), и марки Т15К6 (рисунок 2), состоящих из карбида вольфрама (79 %), карбида титана (15 %) и кобальта (6 %). Физико-механические свойства спеченных твердых сплавов (по ГОСТ 3882–74) представлены в таблице 1.



Рисунок 1 – Отходы спеченного твердого сплава марки ВК8



Рисунок 2 – Отходы спеченного твердого сплава марки Т15К6

Таблица 1 – Физико-механические свойства твердых сплавов марок ВК8 и Т15К6 (ГОСТ 3882–74)

Физико-механические свойства	Марка твердого сплава	
	ВК8	Т15К6
Предел прочности при изгибе, Н/мм ² , не менее	1666 (170)	1176 (120)
Плотность, X 10 ³ кг/м ³	14,5–14,8	11,1–11,6
Твердость НРА, не менее	88,0	90,0

В качестве электродов также использовали отработавшие многогранные неперетачиваемые пластины из соответствующих марок спеченных твердых сплавов (рисунок 3).



Рисунок 3 – Электроды, набранные из пластин спеченного твердого сплава марки ВК8

Конечный результат диспергирования твердых сплавов представлен на рисунках 4 и 5.

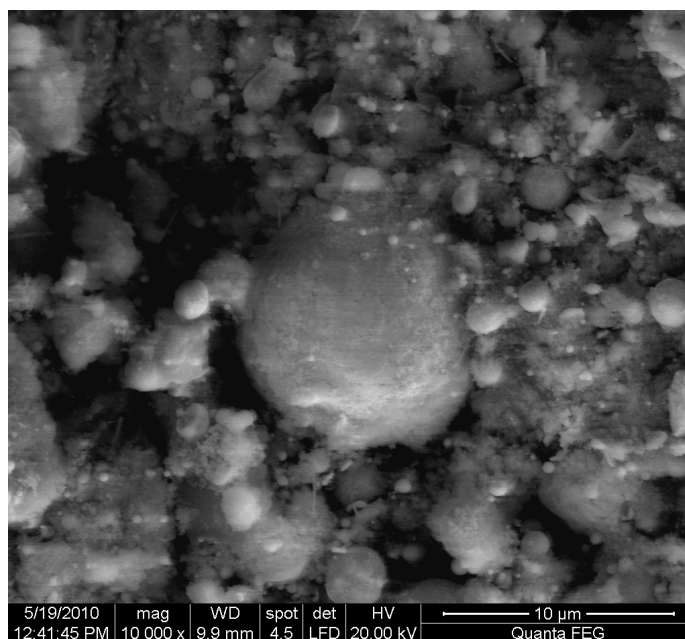


Рисунок 4 – Порошок сплава ВК8

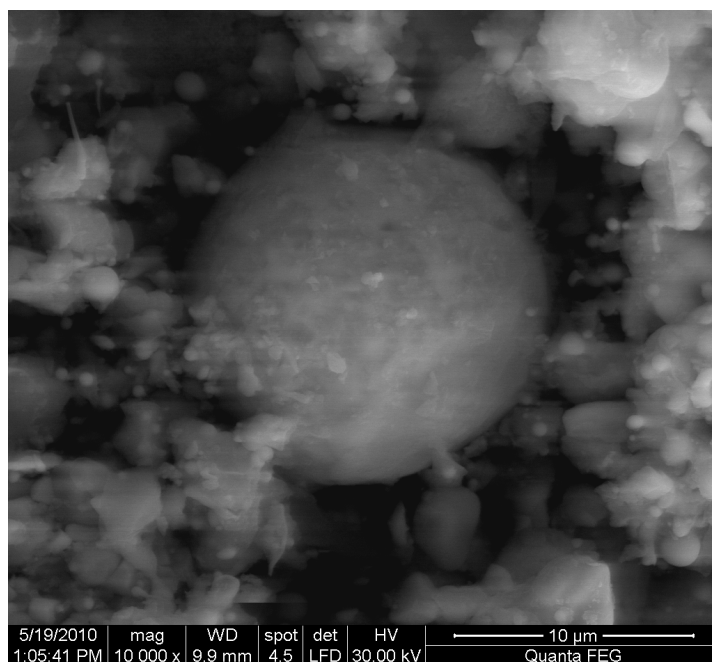


Рисунок 5 – Порошок сплава Т15К6

При постановке экспериментов по ППН наплавке коленчатых валов ДВС КамАЗ-740 использовалась установка УД-209 на основе переделанного токарного станка для наплавки, выпрямитель сварочный ВДУ-506. В качестве плазмобразующего, транспортирующего и защитного газа использовался аргон по ГОСТ 10157-79. Плазменная головка охлаждалась магистральной водой по ГОСТ 2844-82.

Проведенные ранее исследования, а именно анализ твердости и относительной износостойкости плазменных покрытий, а также геометрических параметров наплавочных валиков показал, что покрытия, полученные с добавлением твердосплавных порошков из ВК8, является более приемлемым вариантом для восстановления и упрочнения коленчатых валов ДВС, по сравнению с порошками из Т15К6. Основными служебными свойствами коренных и шатунных шеек коленчатых валов, определяющими их ресурс, являются твердость и износостойкость, которые, как показали результаты экспериментов, коррелируют между собой. Из перечисленных свойств наиболее просто и достоверно определяется твердость. Поэтому оптимизацию состава наплавляемых порошковых композиций с целью улучшения качества плазменных покрытий коленчатых валов для ППН проводили по твердости покрытий, полученных с использованием порошков ВК8.

Для достижения максимальной твердости плазменных покрытий была выполнена постановка полного факторного эксперимента. В результате было установлено, что оптимальной порошковой композицией для ППН шеек коленчатых валов является порошковая композиция производства Тульского завода «Полема», содержащая в своем составе промышленные порошки, изготовленные по ТУ 14-22-26-90 с добавлением 15,0 % (масс.) порошка, полученного из отходов твердого сплава ВК8 методом ЭЭД в воде, со средним размером частиц 30-35 мкм.

При промышленном опробовании твердосплавных порошков использовалась технология плазменной твердосплавной порошковой наплавки для шеек коленчатых валов ДВС КамАЗ-740, вышедших из последних ремонтных размеров, представленная на рисунке 6. В качестве порошкового наплавочного материала использовалась композиция, представленная выше.

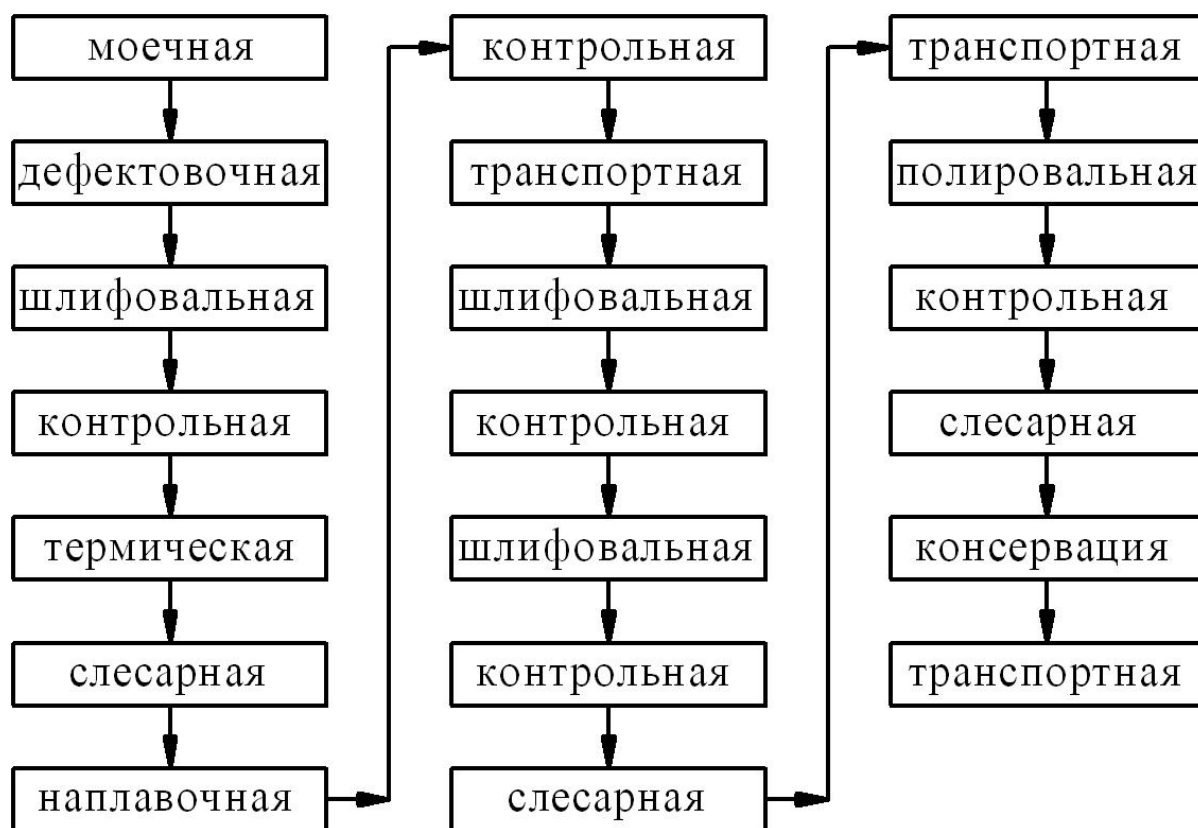


Рисунок 6 – Технологический процесс восстановления коленчатых валов КамАЗ-740 плазменной твердосплавной порошковой наплавкой

Выводы

1. Процесс изнашивания коренных и шатунных шеек коленчатого вала ДВС является нежелательным, но неизбежным. Основным дефект коленчатых валов ДВС КамАЗ-740 – износ коренных и шатунных шеек. В настоящее время коленчатые валы успешно ремонтируются в пределах своих ремонтных размеров путем шлифования. Но, стоит размерам вала выйти из ремонтных, как появляются трудности с наращиванием и упрочнением поверхностей.

2. Среди порошковых наплавочных материалов для плазменно-порошковой наплавки одними из наиболее перспективных являются порошки на основе WC-Co и WC-TiC-Co, являющиеся основой твердых сплавов, переработка отходов и дальнейшее использование которых является актуальной проблемой.

2. Методом ЭЭД получены пригодные для промышленного использования наплавочные порошки из отходов твердых сплавов марок ВК-8 и Т15К6. Одновременно решается проблема утилизации отходов.

3. Разработана технология плазменно-порошковой наплавки с добавлением твердосплавных порошков коленчатых валов ДВС КамАЗ-740. Технология опробована в условиях ремонтных баз автотранспортного предприятия и сельхозтехники и обеспечила повышение ресурса восстановленных деталей в среднем на 20%.

Работа выполнена в рамках реализации Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Титунин, Б.А. Ремонт автомобилей КамАЗ [Текст] / Б.А. Титунин, Н.Г. Старостин, В.М. Мушниченко. – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отд-ние, 1987. – 288 с.
2. Агеев, Е.В. Выбор метода получения порошковых материалов из отходов спеченных твердых сплавов [Текст] / Е.В. Агеев, Б.А. Семенихин // Известия Самарского научного центра РАН. – Самара: Изд-во Самарского науч. ц-ра РАН. – 2009. – Спец. вып.: Актуальные проблемы машиностроения. – С. 12–15.
3. Агеев, Е.В. Разработка установки для получения порошков из токопроводящих материалов [Текст] / Е.В. Агеев и [др.] // Известия Самарского научного центра РАН. – Самара: Изд-во Самарского науч. ц-ра РАН. – 2009. – т.11 (31), № 5(2).– С. 234 – 237.
4. Агеев, Е.В. Особенности технологии получения порошковых наплавочных материалов методом электроэрозионного диспергирования отходов твердых сплавов для наплавки шеек коленчатых валов [Текст] / Е.В. Агеев, М.Е. Сальков // Технология металлов. – 2008 –№5. – С. 34–37.

Агеев Евгений Викторович

ГОУ ВПО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроительные технологии и оборудование»
Тел.: +7 (904) 5265507
E-mail: ageev_ev@mail.ru

Латыпов Рашит Абдулхакович

ГОУ ВПО «Московский государственный вечерний металлургический институт», г. Москва
Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Металлургия сварочных процессов».
Тел. +7 (499) 2675810
E-mail: latipov46@mail.ru

Семенихин Борис Анатольевич

ГОУ ВПО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск
Старший преподаватель кафедры «Машиностроительные технологии и оборудование»
Тел. +7 (903) 6337562
E-mail: boriss@bk.ru

Агеева Екатерина Владимировна

ГОУ ВПО «Юго-Западный государственный университет», г. Курск
Кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Физическая химия и химическая технология»
Тел. +7 (904) 5255070
E-mail: ageeva-ev@yandex.ru

Е.В. СЛИВИНСКИЙ, А.А. ЛУКИН

УЛУЧШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

В настоящей статье представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции устройства повышающего маневренность большегрузных автопоездов. Рассчитаны основные кинематические и геометрические параметры такой конструкции. Разработка рекомендуется научно-исследовательским и промышленным структурам в области автомобилестроения с целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

Ключевые слова: маневренность, большегрузные автопоезда, кинематические и геометрические параметры.

In the present article the materials, concerning workings out of a perspective design of the device raising manoeuvrability of supersize lorry convoys are presented. The basic kinematic and geometrical parameters of such design Working out are calculated it is recommended to research and industrial structures in the field of motor industry for the purpose of its further studying and possible introduction in practice.

Keywords: manoeuvrability, supersize lorry convoys, kinematic and geometrical parameters.

Известно, что для повышения производительности автотранспортных средств и качества перевозимых грузов в мировой практике широко применяются автомобильные поезда позволяющие эксплуатировать их в различных дорожных условиях, с достаточно высокими техническими скоростями и на значительных плечах оборота достигающих тысячу километров и более. В своём большинстве конструкции автопоездов достаточно схожи и в основном состоят из автомобилей-тягачей, полуприцепов и двухосных прицепов. Наиболее широкое распространение в этом случае получили автомобильные поезда, у которых в качестве прицепных звеньев используются большегрузные полуприцепы, грузоподъёмность которых составляет 32,0т и более. Обычно автомобиль-тягач снабжают седельным устройством взаимодействующем со шкворнем, жёстко закрепленным на опорном месте уступа рамы полуприцепа. Такие устройства позволяют формировать автомобильные поезда высокой грузместимости и грузоподъёмности, используя, например, двухзвенник, состоящий из автомобилей ЗИЛ-131В, КамАЗ-5410, МАЗ-6422, Вольво-F89-32 и др. агрегируемых с полуприцепами моделей МАЗ-5205А, МАЗ-9389, Савуаярд, №12АЛКА и т.д. В тоже время в задней части рамы полуприцепа размещена рессорная подвеска с колёсами, а на раме установлен соответствующий кузов, позволяющий перевозить генеральные, сыпучие и другие виды грузов [1].

Несмотря на свою достаточно высокую эффективность использования, такие автопоезда обладают и существенными недостатком заключающимися в том, что при входе их в кривую дорожного пути, круговые траектории задних осей колёс полуприцепов сдвинуты относительно соответствующих траекторий середины заднего моста автомобилей-тягачей на некоторое расстояние, что существенно влияет на поворачиваемость (маневренность) автопоездов и увеличение сил сопротивления качению их звеньев.

Учитывая вышеизложенное в ЕГУ имени И.А. Бунина на кафедре прикладной механики и инженерной графики выполняется бюджетная НИР на тему: «Динамика, прочность и надёжность транспортных, сельскохозяйственных и строительно-дорожных машин, а также стандартного и нестандартного оборудования используемого в Чернозёмном регионе РФ». Анализ многочисленных литературных и патентных источников позволил разработать перспективное техническое решение, позволяющее повысить маневренность и снизить силы сопротивления движению звеньев автопоезда в кривых участках пути. Такая

конструкция признана изобретением (RU2372241) и может быть привязана к любым конструкциям автомобильных большегрузных поездов эксплуатирующихся как в нашей стране, так и за рубежом.

Рассмотрим подробнее такую конструкцию большегрузного автопоезда и показанного на соответствующих рисунках. Так на рисунке 1 представлен общий вид автопоезда, на рисунке 2 принципиальная схема поворота подкатной тележки полуприцепа, вид сверху, на рисунке 3 опорно-сцепное устройство автопоезда, вид сбоку в разрезе, на рисунке 4 подкатная тележка полуприцепа вид сбоку с частичным продольным разрезом и на рисунке 5 положение автопоезда при маневрировании, вид сверху.

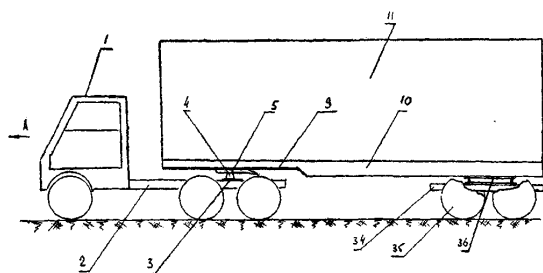


Рисунок 1

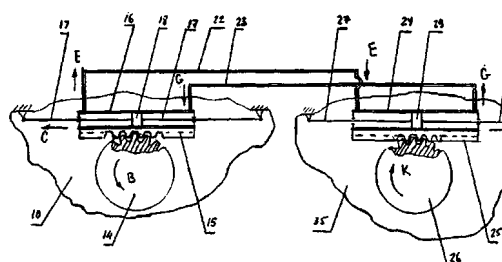


Рисунок 2

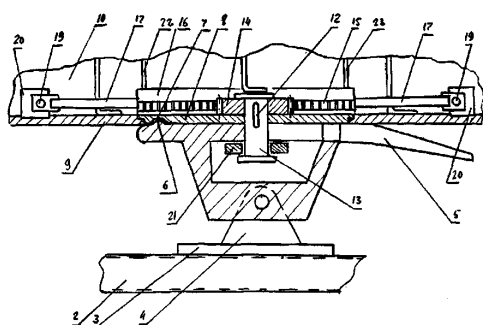


Рисунок 3

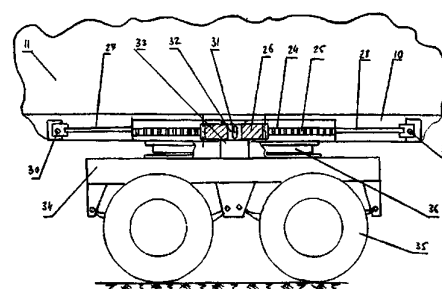


Рисунок 4

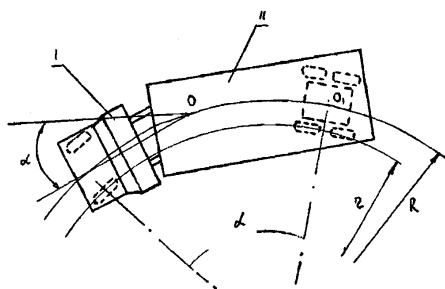


Рисунок 5

Автопоезд состоит из автомобиля-тягача 1, на раме 2 которого установлена плита 3, шарнирно связанная с кронштейном 4 седла 5. На седле 5 выполнен выступ 6 распложенный во впадине 7, имеющейся на диске 8, подвижно размещенном в опорном листе 9 рамы 10 полуприцепа 11. Диск 8 жёстко связан с помощью шпонки 12 жестко связан со шкворнем 13, на котором так же жестко закреплено зубчатое колесо 14, взаимосвязанное с зубчатой рейкой 15, жестко присоединенной к корпусу гидроцилиндра 16. Штоки 17 поршня 18 гидроцилиндра 16 с помощью шарниров 19 связаны с косынками 20, жестко закрепленными на раме 10 полуприцепа 11. Шкворень 13 зафиксирован относительно седла 3 захватами 21 замка опорно-сцепного устройства автопоезда. Внутренние полости корпуса гидроцилиндра 16 соединены трубопроводом 22 и трубопроводом 23 с внутренними полостями другого

корпуса гидроцилиндра 24 и последний снабжен зубчатой рейкой 25 взаимосвязанной с другим зубчатым колесом 26, а его штоки 27 и 28 другого поршня 29, с помощью пальцев 30 присоединены к раме полуприцепа 11. Другое зубчатое колесо 26 с помощью шпонки 31 расположено на цапфе 32 корпуса 33, жестко закрепленного на раме 34 подкатной тележки 35 полуприцепа 11, причем сама подкатная тележка 35 соединена с рамой полуприцепа 11 при помощи поворотного круга 36.

Работает автопоезд следующим образом. При его прямолинейном движении по стрелке *A* (рисунок 1) поршни 18 и 29 корпусов гидроцилиндров 16 и 24 находятся в среднем их положении, таком как это показано на рисунке 2. При этом колеса подкатной тележки 35 полуприцепа 11 движутся в створе колес автомобиля-тягача 1, а следовательно центры *O* и *O₁* заднего моста автомобиля-тягача 1 и подкатной тележки 35 полуприцепа 11 лежат на одной прямой расположенной вдоль продольной оси симметрии последних. Как только водитель автомобиля-тягача 1 введет автопоезд в кривую пути, и автомобиль-тягач повернется на некоторый угол α (рисунок 4) его седло 5 поворачиваясь на такой же угол за счет наличия выступа 6, взаимосвязанного с впадиной 7, выполненной на диске 8, так же повернёт последний относительно опорного листа 9 рамы 10 полуприцепа 11. Но так как диск 8 жестко связан со шкворнем 13, то и он начнет поворачиваться совместно с зубчатым колесом 14 по стрелке *B*. Поворот зубчатого колеса 14 обеспечит поступательное движение по стрелке *C* зубчатой рейки 15, которая в этом же направлении переместит и корпус гидроцилиндра 16 относительно неподвижного поршня 18 и его штоков 17. При этом находящаяся рабочая жидкость будет выталкиваться по стрелке *E* в трубопровод 22 и поступать в другой корпус гидроцилиндра 24, штоки 27 и 28 которого так же шарнирно закреплены на раме 10 полуприцепа 11. Под действием давления рабочей жидкости, поступающей в другой корпус гидроцилиндра 24, последний начнет перемещаться по стрелке *F*, выталкивая последнюю по стрелке *G*, которая будет поступать по трубопроводу 23 в полость корпуса гидроцилиндра 16. Перемещение же другого корпуса гидроцилиндра 24 по стрелке *F* за счет наличия на нем другой зубчатой рейки 25, обеспечит поворот другого зубчатого колеса 26 по стрелке *K*. А так как последнее с помощью шпонки 31 соединено жестко через корпус 33 с рамой 34 подкатной тележки 35, то и последняя повернется в этом же направлении, так как это показано на рис.5 В итоге полуприцеп 11 и автомобиль-тягач 1 будут иметь одинаковую траекторию движения радиуса *R*. После выхода автопоезда на прямой участок пути поворот зубчатых колес 14 и 26 происходит в противоположную сторону и в итоге звенья автопоезда занимают исходное положение, показанное на рисунке 1. Далее процессы входа в кривую пути правого или левого направления могут повторяться неоднократно, так как это описано выше.

Наиболее ответственным узлом в опорно-цепном устройстве предложенного автопоезда являются зубчатые колёса и контактирующие с ними зубчатые рейки 8, которые передают тяговые усилия и усилия, возникающие при торможении автопоезда. Учитывая это, проведем расчет зубьев на прочность, и воспользуемся следующими исходными данными автопоезда, состоящего из автомобиля-тягача ЗИЛ133В1 и полуприцепа модели ОдАЗ-935 [1]:

1. Грузоподъемность полуприцепа $Q=13500\text{кг}$.
2. Собственный вес полуприцепа $m_c=4800\text{кг}$.
3. Полный вес полуприцепа $m_{II}=18300\text{кг}$.
4. Вертикальная нагрузка, приложенная к седельному устройству - 74600Н.
5. Динамический коэффициент K_d при торможении в сцепке - 1,91 [2].
6. Коэффициент сопротивления качению (движение автопоезда в условиях плохого качества дорожного покрытия, выбоины, снежная дорога и т.д.) $f_0=0,05$ [2].
7. Диаметр начальной окружности зубчатых колёс $d_0=200\text{мм}$.

Предположим, что к зубчатым рейкам от углового поворота зубчатых колёс действуют окружные силы P_1 и P_2 . Под действием этих сил на шкворнях седельных устройств автомобиля-тягача и полуприцепа возникнут крутящие моменты T_1 и T_2 нагружающие детали опорно-сцепного и поворотного устройства в процессе углового поворота звеньев автопоезда. При расчётах зубчатого зацепления приняты следующие допущения: жесткостью рам автомобиля-тягача и полуприцепа пренебрегаем; силу трения в седельном устройстве и в опоре корпуса не учитываем; автопоезд движется с постоянной скоростью, а при торможении его выбран усредненный динамический коэффициент $K_D = 1,91$; гироскопическим моментом сил на колесах пренебрегаем; силы, действующие на детали седельного устройства, лежат в продольной плоскости тягача и полуприцепа.

Учитывая вышеизложенное и предполагая, что нагружение зубьев реечной передачи расположенной на опорно-сцепном устройстве автомобиля тягача происходит максимальной силой, вызванной торможением автопоезда и входом его в кривую пути, определим вращающий момент T на его зубчатом колесе жестко присоединённом к шкворню полуприцепа считая, что $P_1 = P_2 = m_{II} \cdot K_D \cdot f_0 = 18300 \cdot 0,05 \cdot 1,91 = 1747,65 \text{ кгс} = 17476 \text{ Н}$, и тогда $T = m_{II} \cdot K_D \cdot f_0 \cdot d_0 / 2 = 17467 \cdot 0,2 / 2 = 1746,7 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1746,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Так как кинематическая пара колесо-зубчатая рейка открытая и назначается прямозубой, принимаем для неё Сталь 45, улучшенную до средней твердости $HB 280$ ($\sigma_B = 730 \text{ МПа}$ и $\sigma_T = 390 \text{ МПа}$, и диаметре заготовки до 250 мм). Определим допускаемые напряжения изгиба зубьев при пределе выносливости при базовом числе циклов 10^7 по зависимости [5-7].

$$\sigma_{F1 \text{ lim } b}^0 = 1,8 \text{ HB} = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты долговечности K_{HL} для зубчатых реек и зубчатых колёс принимаем $K_{HL} = 1$ [5], а коэффициенты безопасности для них же устанавливаем $S_F = 1,1$. Тогда допускаемое контактное напряжение составит

$$\left[\sigma_{F_2} \right] = \frac{\sigma_{F1 \text{ lim } b}^0}{S_F} = \frac{504}{1,1} = 458 \text{ МПа}.$$

Предположим, что на диаметре d_0 будет расположено 32 зуба. Тогда согласно рекомендаций работы [5] для такого числа зубьев Z_2 (для зубчатых колёс) коэффициент формы зубьев будет равен $y_{F2} = 3,8$, а для зубьев реек при $Z_1 = \infty$, $y_{F1} = 3,5$.

Выберем коэффициент ширины венца зубчатых колёс ψ_{bd} исходя из того, что их расположение относительно корпуса седельного устройства и подкатной тележки полуприцепа является симметричным $\psi_{bd} = 0,4$ [5,6] и тогда коэффициент неравномерности нагрузки $K_{F\beta}$ установим [5,6] равным $K_{F\beta} = 1,20$. Выбранные значения позволяют вычислить модуль зацепления по зависимости:

$$m = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_{F\beta}}{\psi_{bd} \cdot Z_2^2 \cdot \left[\sigma_{F_2} \right]}} \cdot y_{F_2} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,8 \cdot 1,2 \cdot 1746,7 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 32^2 \cdot 458}} = 4,88 \text{ мм}.$$

Принимаем модуль по ГОСТ 9563-60 $m = 6 \text{ мм}$.

Конструктивно длину зубчатых реек установим равным трём диаметрам зубчатых колёс т.е равными 600 мм.

Определим напряжение изгиба, возникающее в основании зуба:

$$\sigma_F = \frac{y_{F_2} \cdot P_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_D}{b_2 \cdot m} = \frac{3,8 \cdot 17476 \cdot 1,2 \cdot 1,91}{100 \cdot 6} = \frac{152208,9}{600} = 253,5 \text{ МПа} < \left[\sigma_F \right] = 458 \text{ МПа},$$

где: b_2 – ширина венца зубчатого колеса

Условие прочности выполнено и, как видно, запас ее значителен. Определим шаг зубчатого зацепления

$$t = m \cdot \pi = 6 \cdot 3,14 = 18,84 \text{ мм.}$$

В качестве рабочих гидроцилиндров двухстороннего действия, корпуса которых снабжены зубчатыми рейками (см. рисунки 2-4), выбраны гидроцилиндры с внутренним диаметром 100мм и рабочей длиной 600мм.

Учитывая разнообразие конструкций автопоездов, используемых в нашей стране, для автоматизации расчета в каждом конкретном случае параметров, характеризующих конструкцию седельного устройства к ним, на языке Delphi (окно такой программы показано на рисунке 6) была разработана программа «ЗИЛ133В1 Ода3-395», в которой, варьируя исходные данные такие как – грузоподъемность полуприцепа, его собственная масса, вертикальная нагрузка на седельное устройство, коэффициент динамики в месте сцепа и т.д., можно рассчитать необходимый модуль зацепления и произвести расчёты на прочность предложенного технического решения.

Параметры	
Грузоподъемность п/п	13500 кг
Собственная масса п/п	4800 кг
Полная масса п/п	18300 кг
Вертикальная нагрузка, приложенная к седельному устройству	7460 кг
Динамический коэффициент при торможении в сцепке	1,31
Коеф. сопротивления качению	0,05
Диаметр начальной окружности зубчатых секторов	640 мм
Твёрдость стали	280
Коеф. безопасности для зубчатых ре	1,1
Z2	65
У12	3,62
У11	3,54
Коеф. ширины венца	0,4
КВВ	1,2

Расчёты	
1. Сила	17476,5 Н
2. Вращающий момент	5592480 НХмм
3. Допускаемые напряжения изгиба зубья	504 МПа
4. Допускаемое контактное напряжение	458,18 МПа
5. Модуль зацепления	4
6. Число зубьев зубчатых секторов	160
7. Диаметр выступов секторов	648
8. Ширина венца зубчатого сектора	128
9. Напряжение изгиба	283,21 МПа
10. Шаг зубчатого зацепления	12,57
11. Величина хода	2042

Рисунок 6

Результаты исследования рекомендуются как отечественным, так и зарубежным НИИ, конструкторским и производственным структурам автомобильной промышленности для дальнейшего изучения и доработки предложенного устройства с целью возможного внедрения его в практику.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Краткий автомобильный справочник. - 10-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 220 с.
2. Закин, Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда [Текст] / Я.Х.Закин. - М.: Транспорт, 1967. – 215 с.
3. Смирнов, Г.А. Теория движения колёсных машин [Текст] : Учеб. Для студентов машиностроит. спец. вузов / Г.А.Смирнов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Щукин, М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей [Текст] / М.М.Щукин. - М-Л. - Машгиз, 1961.- 204 с.
5. Решетов, Д.Н Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических спец. вузов / Д.Н.Решетов. – Изд. 4-ое, перераб. и доп. – М. -Машиностроение, 1989. – 315 с.
6. Романов, М.Я. Сборник задач по деталям машин [Текст] / М.Я.Романов и др. – М.- Машиностроение, 1984. – 164 с.
7. Скороходов, Е.А. Общетехнический справочник [Текст] / Е.А.Скороходовов и др.- Изд. 4-ое. - М. - Машиностроение, 1990, - 287 с.

Сливинский Евгений Васильевич

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина

Кандидат технических наук, профессор, зав. кафедрой «Прикладная механика и инженерная графика»

Тел. +7 (47467) 63931

Лукин А.А.

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина

Аспирант

Тел. +7 (47467) 63931

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

УДК 624.138

А.В. БОНДАРЕВСКИЙ

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ УКРЕПЛЕНИЯ СТЕНОК СКВАЖИН В ВОДОНАСЫЩЕННЫХ ГРУНТАХ

Данная статья посвящена определению основных режимных параметров, влияющих на качество и производительность работ оборудованием для устройства скважин в сложных геологических условиях.

Ключевые слова: скважина, материал, частота вращения, сферический рабочий орган.

The article describes definition of the main operation conditions, which influences quality and efficiency of works with equipment during arrangement of bore holes in difficult geological conditions.

Key words: bore hole, material, speed of rotation, spherical working attachment.

Согласно проведенному анализу проблем устройства свайных фундаментов, описанных в [1] делаем следующий вывод о том, что в настоящее время, в связи с быстроразвивающимся темпом строительства, а соответственно и строительных технологий имеет место проблема устройства свай в водонасыщенных грунтах. Данная проблема решается в настоящее время следующим способом: применяют высокоматериалоемкие, а также энергоемкие установки для погружения обсадных инвентарных труб. Данная технология имеет ряд недостатков, описанных в [1], но она широко используется как в России, так и за ее пределами из-за небольшого выбора имеющихся технологий, а если точнее, то это единственная технология, которая может устраивать сваи в сложных геологических и гидрогеологических условиях.

В Саратовском государственном техническом университете на кафедре «Строительные и дорожные машины» предложено оборудование, которое способно заменить тяжелые установки для устройства свай с использованием обсадных труб.

Данное оборудование представляет собой сферический рабочий орган, который совершает сложное вращательное, а также поступательное движение.

Технология устройства скважин, с использованием сферического рабочего органа защищена патентом № 2139388. Для реализации технологического процесса, на кафедре проведены теоретические исследования по определению геометрических и режимных параметров, влияющих на характер работы сферического рабочего органа. Одним из основных геометрических параметров является угол наклона полусфер относительно вертикальной оси. Для определения данного параметра рассмотрим схему усилий действующих на грунт (рис.1) при воздействии на него рабочего органа. Данный параметр должен обеспечивать вдавливание в стенку скважины максимально возможного объема материала-наполнителя, ограниченного полусферой и стенкой скважины.

Согласно механики грунтов [2] это возможно когда не происходит пластических деформаций, тем самым данное условие записывается в виде:

$$\frac{P_{\tau}}{P_{\sigma}} \leq \operatorname{tg} \varphi', \quad (1)$$

где P_{τ} – касательная составляющая результирующей силы сжатия грунта;

P_{σ} – касательная составляющая результирующей силы сжатия грунта;

Л.С. УШАКОВ, Ю.Н. КАМАНИН, Н.Д. ФАБРИЧНЫЙ

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОУДАРНИКОВ В КАЧЕСТВЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

В статье рассказывается об области применения гидравлических ударных устройств и их преимуществах по сравнению с технологиями, реализующими другие способы разрушения. Приведены достижения ПНИЛ «Импульсные технологии» в конструировании и проектировании гидроударников.

Ключевые слова: гидроударные технологии, разрушение, энергосбережение, навесное устройство.

In article it is told about a scope of hydraulic impact devices and their advantages in comparison with the technologies realizing other ways of destruction. Achievements ПНИЛ «Pulse technologies» in designing and proektiro-vanii hydrodrummers are resulted.

Keywords: hydroshock technologies, destruction, the power savings, the hinged device.

Современные технологии при строительстве транспортных коммуникаций предусматривают широкое применение взрывных работ для разрушения крепких скальных пород и искусственных конструкционных (бетона, асфальта и др.). В силу высокой энерговооруженности взрывного способа практически отсутствуют ограничения по физико-механическим свойствам разрушаемых пород, однако, в определенных производственных условиях некоторые достоинства способа оказывают негативное влияние на окружающую среду и другие строительные объекты. В этих условиях для добычи щебенки и гравия, разрушения пород средней крепости, разборке зданий, фундаментов и выполнения других работ могут успешно применяться мощные гидравлические ударные устройства (гидроударники). Опыт применения гидроударников при вторичном дроблении негабаритов руд, в тунелестроении, металлургии, строительстве - достаточно полно обобщен в научном издании [1]. В отечественной и зарубежной практике также имели место попытки создания машин для разрушения мерзлых грунтов с открытой поверхности и добычи многолетнемерзлых продуктивных пород подземным способом [2]. Полученные данные показали, что вопрос разрушения горных пород ударным способом с получением экономически целесообразной производительности при низких удельных энергозатратах на их разрушение – на современном этапе развития импульсной техники - вполне достижим. До определенного времени наиболее существенным сдерживающим фактором развития идеи безвзрывного разрушения горных пород была ограниченная надежность технических систем – гидроударников. Все фирмы – производители гидравлических ударных устройств - стремились улучшить свои показатели, использовать последние достижения материаловедения в подборе конструкционных материалов, в том числе высоко стойких сталей к действию ударных нагрузок, композитных уплотнений подвижных соединений, улучшали свойства минеральных и синтетических рабочих жидкостей. Современные гидроударники практически ушли от первых упрощенных гидравлических и конструктивных схем, стали оснащаться вспомогательными защитными и регулируемыми устройствами [3].

В Орловском государственном техническом университете ПНИЛ «Импульсные технологии» разработаны конструкции гидроударников и манипуляторов для оснащения строительных и дорожных машин.

На рисунке 1 показан ударный рабочий орган машины, предназначенный для разрушения крепких естественных и искусственных материалов.



Рисунок 1- Колесный погрузчик, оснащенный гидроударником

Варианты применения такой машины для выполнения конкретных технологических операций приведены на рисунке 2.

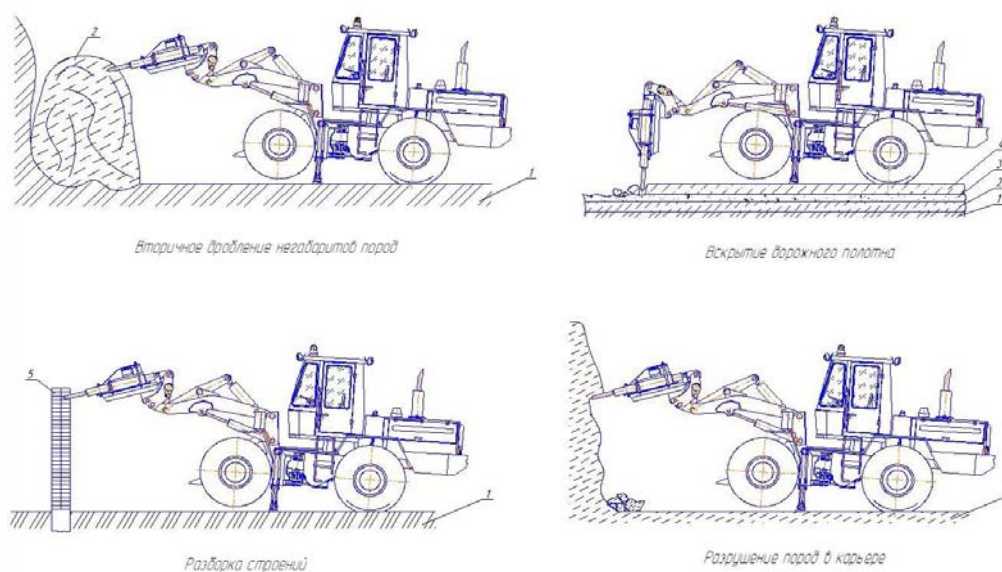


Рисунок 2 - Технологические схемы применения машин с ударным исполнительным органом

Гидравлическое ударное устройство с манипулятором, смонтированное на мобильной железнодорожной платформе с приводом (дизельным, внутреннего сгорания и др.) может успешно использоваться для подбивки балласта под шпалы, рыхления мерзлых и лежалых материалов, разрушения оледенений и т.д.

Таким образом, гидравлические ударные устройства могут успешно использоваться для решения широкого круга практических задач в транспортном строительстве и при эксплуатации коммуникаций, заменяя ручной труд и повышая производительность дорожных служб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ушаков, Л.С. Гидравлические машины ударного действия [Текст] / Л.С.Ушаков, Ю.Е.Котылев, В.А.Кравченко. – М.: Машиностроение, 2000. - 416 с.
2. Минеральные ресурсы Северо-Востока России и проблемы их освоения. Труды конференции с участием иностранных ученых «Фундаментальные основы формирования техногенной геосреды» 28 июня – 2 июля 2010. Новосибирск: ИГД, 2010. – С.301-303.
3. Ушаков, Л.С. Импульсные технологии и гидравлические ударные механизмы [Текст] / Л.С.Ушаков. – Орел: ОрелГТУ, 2009. – 278 с.

Ушаков Леонид Семенович

Орловский государственный технический университет
Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «ПТиСДМ»
Тел. +7 (4862) 734351
E-mail: oushakov2007@mail.ru

Каманин Юрий Николаевич

Орловский государственный технический университет
Вед. инженер ПНИЛ «Импульсные технологии»
Тел. +7 (920) 2859006
E-mail: kamanchi22@mail.ru

Фабричный Никита Дмитриевич

Орловский государственный технический университет
Аспирант кафедры «ПТиСДМ»
Тел. +7 (960) 6567652
E-mail: oushakov2007@mail.ru

С.П. БАЖЕНОВ, Е.В. ТОЛСТЫХ

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ ПАРКА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОЙ ТЕХНИКИ, ОБСЛУЖИВАЮЩЕЙ СЕТИ ВОДОСНАБЖЕНИЯ, ВОДООТВЕДЕНИЯ И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ГОРОДОВ

Определена оптимальная структура парка специализированной техники. Предложена методика расчета оптимальной структуры парка специализированной техники, которая позволяет учесть количество и особенности работ на объектах водоснабжения, водоотведения и теплоснабжения города. Приведен пример расчета оптимальной структуры парка для города Липецка.

Ключевые слова: структура, водоснабжение, водоотведение, теплоснабжение.

The optimum structure of park of the specialized engineering is determined. The technique of account of optimum structure of park of the specialized engineering is offered which allows to take into account quantity and features of works on objects of water supply, water assignment and warm of supply of city. The example of account of optimum structure of park for cities of Lipetsk is given.

Keywords: structure, water supply, water removal, a heat supply.

В России 1037 городов, 2193 рабочих поселков, 153 тысячи сельских населенных пунктов в жилищно-коммунальных хозяйствах и энергетике которых используют специализированную технику (вакуумную и илососную) на шасси автомобилей [5].

Специализированная техника участвует в ремонтно-восстановительных работах, ликвидирует последствия аварий на объектах водоснабжения, водоотведения и теплоснабжения городов.

Важную роль в повышении эффективности работы имеет оптимальная структура парка специализированной техники. Предложенная методика позволяет рассчитать оптимальную структуру парка специализированной техники в зависимости от объема выполняемых работ.

Структура парка специализированной техники по объему цистерн должна возможно более полно соответствовать распределению требований по откачке жидкости с одной точки порыва.

Пусть объемы цистерн на автомобильном шасси заданы рядом v_1, v_2, \dots, v_m . Известно распределение объемов откаченной жидкости с одной точки порыва $f(V)$. Вероятность откачки объема жидкости, для которой требуется автомобиль с емкостью цистерны v_j , осуществляющий откачку всего объема с точки порыва за i ездов, $i=1,2,\dots$

$$P_{ji} = \begin{cases} \int_{v_{j-1}}^{v_j} f(V)dV, & i=1, \\ \int_{v_{j(i-1)}}^{v_{ji}} f(V)dV, & i=2,3,\dots \end{cases} \quad (1)$$

Средний размер откаченной жидкости, перевозимой за одну езду

$$\bar{v}_e = \sum_{j=1}^m v_j \sum_{i=1}^{\infty} P_{ji}. \quad (2)$$

Количество ездов, выполняемое парком специализированных автомобилей за расчетный период (неделю)

$$z_e = \frac{V_{\tilde{n}\tilde{o}}}{\bar{v}_e}, \quad (3)$$

где V_{cp} – общий средний объем откаченной жидкости за расчетный период, м³.

Количество ездов, выполняемых специализированными автомобилями с объемом цистерн j -го типа

$$z_{ej} = P_{ji} z_e. \quad (4)$$

Объем откаченной жидкости специализированными автомобилями с объемом цистерн j -го типа

$$V_j = z_{ej} v_j, \quad j = \bar{1}, \bar{m}. \quad (5)$$

Среднесписочное количество специализированных автомобилей с емкостью цистерн j -го типа

$$A_j = \frac{V_j}{D \alpha_B V_{\tilde{n}\tilde{o}}}, \quad (6)$$

где D – количество рабочих дней в расчетном периоде;

α_B – коэффициент выпуска специализированных автомобилей на линию;

$V_{\text{сут.}}$ – суточная производительность специализированного автомобиля с цистерной j -го типа.

Суточная производительность автомобиля с цистерной j -го типа

$$V_{\tilde{n}\tilde{o}j} = \frac{T_M v_j}{\frac{2l_j}{v_j} + t_j - \tilde{N}_j}, \quad (7)$$

где l_j – среднее расстояние перевозки откаченной жидкости от места налива до места слива цистерны, км;

v_j – средняя скорость перевозки груженой цистерны, км/ч;

$t_j - \tilde{N}_j$ – среднее время налива и слива жидкости за одну езду, ч;

T_M – время работы на маршруте, ч (определяемое месторасположением предприятия, точек порыва и слива).

$$T_M = T_j - \frac{l_1}{v_1} - \frac{l_2}{v_2} - \frac{l_3}{v_3} - t_{j1} - t_{j2} - t_{j3}, \quad (8)$$

где T_j – время в наряде, ч;

l_1 – средние расстояния от месторасположения предприятия до заправочного пункта, км;

l_2 – средние расстояния, соответственно от заправочного пункта до точки порыва, км;

l_3 – средние расстояния от точки слива до месторасположения предприятия, км;

v_1, v_2, v_3 – средние скорости при движении до заправочного пункта, выезда на точку порыва и возврата от последнего места слива, соответственно, км/ч;

- $t_{\bar{C}}$ – время заправки автомобиля, ч;
 $t_{\bar{I} \bar{I}}$ – время предрейсового и послерейсового осмотра, ч;
 $t_{\bar{I} \bar{Y}}$ – время ожидания экскаватора, ч;
 $t_{\bar{I} \bar{A}}$ – время обеденного перерыва, ч.

Доля специализированных автомобилей с цистерной j -го типа в структуре парка

$$\beta_j = \frac{A_j}{\sum_{j=1}^m A_j}, \quad j = \bar{1}, \bar{m}. \quad (9)$$

Для ликвидаций последствий аварий в ночные и выходные дни следует рассчитать аварийный запас парка специализированной техники.

Для расчета аварийного запаса парка специализированной техники воспользуемся методами управления запасами, разработанными в логистике [1].

Известно: распределение количества объектов за неделю $f(x)$ с параметрами \bar{x} и σ_x ; распределение объема откаченной жидкости с каждого объекта с параметрами $f(V)$ и σ_V .

Тогда ожидаемое количество откаченной жидкости за неделю составит

$$Q_{i \dot{a} \dot{u}} = \bar{x} \bar{V}. \quad (10)$$

Стандартное отклонение ожидаемого количества откаченной жидкости за неделю, учитывает два фактора случайностей: количество объектов за неделю и объем откаченной жидкости с каждого объекта

$$\sigma_{i \dot{a} \dot{u}} = \sqrt{\bar{x}^2 \sigma_V^2 + \bar{V}^2 \sigma_x^2}. \quad (11)$$

Вероятность того, что недельный объем работы не превысит потребный с учетом резервного объема, не должна превышать заданную вероятность α

$$P\{Q \geq Q_{i \dot{a} \dot{u}} + B\} \leq \alpha. \quad (12)$$

Рассмотрим неравенство в фигурных скобках. Разделим его на $\sigma_{i \dot{a} \dot{u}}$

$$\frac{Q - Q_{i \dot{a} \dot{u}}}{\sigma_{i \dot{a} \dot{u}}} \geq \frac{B}{\sigma_{i \dot{a} \dot{u}}}. \quad (13)$$

Обычно $\alpha = 0,05$. Тогда квантиль нормального распределения равен 1,96 [3].

Следовательно

$$\frac{B}{\sigma_{i \dot{a} \dot{u}}} = 1,96. \quad (14)$$

Тогда резервный объем работы составит

$$B = 1,96 \sigma_{i \dot{a} \dot{u}}. \quad (15)$$

Среднесуточная производительность одного автомобиля

$$\bar{V}_{\bar{n} \bar{o} \bar{o}} = \sum_{j=1}^3 V_{\bar{n} \bar{o} \bar{o} j} \beta_j. \quad (16)$$

Резервные автомобили должны выполнить объем работы B

$$1,96 \sigma_{i \dot{a} \dot{u}} = A_p \bar{V}_{\bar{n} \bar{o} \bar{o}} D \alpha_B. \quad (17)$$

Следовательно, количество единиц в аварийном запасе парка

$$A_P = \frac{1,96\sigma_{i \text{ ài}}}{\bar{V}_{\text{нòò}} D_k \alpha_B}, \quad (18)$$

где D_k – количество календарных дней в расчетном периоде.

Количество специализированных автомобилей с емкостью цистерн j -го типа в аварийном запасе парка

$$A_{P_j} = A_D \beta_j. \quad (19)$$

Пример:

Исходными данными для расчета являются статистические данные о количестве и объеме работ специализированной техники на объектах водоснабжения, водоотведения и теплоснабжения г. Липецка.

Для обработки статистических данных и построения функций плотности распределения вероятности был использован программный продукт STATISTICA 6.0. Описательные статистики представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Описательные статистики переменных для расчета структуры парка

Переменная	Объем выборки	Оценка мат. ожидания	Минимальное значение	Максимальное значение	Оценка ср. квадр. откл.
Количества откаченной жидкости с одного объекта, м ³	10000,00	7,17	3,00	32,00	5,30
Количества откачиваемой жидкости за неделю, м ³	208,00	1074,25	122,00	3173,00	611,80
Количества объектов за неделю	208,00	21,73	3,00	58,00	11,14
Расстояния от базы до места порыва, км	4519,00	5,78	0,30	22,40	3,39
Расстояния от места налива до места слива, км	4519,00	9,00	0,40	27,90	5,03
Времени заправки автомобиля, ч	50,00	0,10	0,04	0,15	0,03
Времени предрейсового и послерейсового осмотра, ч	50,00	0,50	0,15	0,78	0,15
Времени ожидания экскаватора, ч	50,00	1,43	0,43	2,40	0,45

Вероятности откачки объема жидкости представлены в таблице 2.

Таблица – 2 Вероятности откачки объема жидкости

Объем цистерны	Количество ездов, j	Вероятность, P_{ji}
3,75	1	0,504863
	2	0,146551
	3	0,032051
	4	0,030344
	5	0,008808
	6	0,001926
	7	0,001823
5,00	1	0,103425
	2	0,612840
	3	0,005513
10,00	1	0,091722
	2	0,006217
	3	0,003684

Средний размер откаченной жидкости, перевозимой за одну езду (формула 2)

$$\bar{v}_e = 3,75 \cdot (0,504863 + 0,146551 + 0,032051 + 0,030344 + 0,008808 + 0,001926 + 0,001823) + 5 \cdot (0,103425 + 0,61284 + 0,005513) + 10 \cdot (0,091722 + 0,006217 + 0,003684 + 0,003684) = 4,591 \text{ м}^3.$$

3) Количество ездов, выполняемое парком автомобилей за расчетный период (формула 3)

$$z_e = \frac{1074,2}{4,591} = 234 \text{ ездки.}$$

Количество ездов, выполняемых специализированными автомобилями с объемом цистерн j -го типа (формула 4)

$$z_{e_1} = 0,726366 \cdot 234 = 170 \text{ ездов,}$$

$$z_{e_2} = 0,170222 \cdot 234 = 40 \text{ ездов,}$$

$$z_{e_3} = 0,101623 \cdot 234 = 24 \text{ ездки.}$$

Объем откаченной жидкости специализированными автомобилями с объемом цистерн j -го типа (формула 5)

$$V_1 = 170 \cdot 3,75 = 637,5 \text{ м}^3,$$

$$V_2 = 40 \cdot 5 = 200 \text{ м}^3,$$

$$V_3 = 24 \cdot 10 = 240 \text{ м}^3.$$

Среднесписочное количество специализированных автомобилей с емкостью цистерн j -го типа (формула 6)

$$A_1 = \frac{637,5}{5 \cdot 0,73 \cdot 17,4} = 10,$$

$$A_2 = \frac{200}{5 \cdot 0,73 \cdot 19,7} = 3,$$

$$A_3 = \frac{240}{5 \cdot 0,73 \cdot 33,9} = 2.$$

Суточная производительность специализированного автомобиля с цистерной j -го типа (формула 7)

$$V_{\text{н\ddot{o}d } 1} = \frac{5,33 \cdot 3,75}{\frac{9}{15} + 0,55} = 17,4 \text{ м}^3,$$

$$V_{\text{н\ddot{o}d } 2} = \frac{5,33 \cdot 5,0}{\frac{9}{15} + 0,75} = 17,7 \text{ м}^3,$$

$$V_{\text{н\ddot{o}d } 3} = \frac{5,33 \cdot 10}{\frac{9}{15} + 0,97} = 33,9 \text{ м}^3.$$

Время работы на маршруте (формула 8)

$$T_M = 9 - \frac{2,3}{19} - \frac{5,78}{19} - \frac{8,0}{19} - 0,5 - 1,43 - 0,1 - 0,8 = 5,33 \text{ ч.}$$

Доля специализированных автомобилей с цистерной j -го типа в структуре парка (формула 9)

$$\beta_1 = \frac{10}{(10+3+2)} = 0,67,$$

$$\beta_2 = \frac{3}{(10+3+2)} = 0,2,$$

$$\beta_3 = \frac{2}{(10+3+2)} = 0,13.$$

Таблица 3 - Сравнение фактической и расчетной структуры парка

Объем цистерны, м ³	Фактическая структура парка, ед.	Расчетная структура парка, ед.
3,75	6	10
5,00	5	3
10,00	2	2

В таблице 3 представлено сравнение фактической и расчетной структуры парка. Сравнив значения, приведенные в таблице 3, выявлено не соответствие фактической и расчетной структуры парка специализированной техники. Следует привести фактическую структуру парка в соответствии с расчетными значениями.

Расчет аварийного запаса парка специализированной техники.

Ожидаемое количество откаченной жидкости за неделю (формула 10)

$$Q_{i\ddot{a}u} = 21,72 \cdot 7,17 = 155,7 \text{ м}^3.$$

Стандартное отклонение ожидаемого количества откаченной жидкости за неделю (формула 11) составит

$$\sigma_{i\ddot{a}u} = \sqrt{21,72^2 \cdot 11,14^2 + 7,17 \cdot 5,3^2} = 242,4 \text{ м}^3.$$

Резервный объем работы (формула 15)

$$B = 1,96 \cdot 242,4 = 475,1 \text{ м}^3.$$

Среднесуточная производительность специализированного автомобиля (формула 16)

$$\bar{V}_{\text{н\ddot{o}\ddot{o}}} = 17,4 \cdot 0,67 + 17,7 \cdot 0,2 + 33,9 \cdot 0,13 = 19,6 \text{ м}^3.$$

Резервный парк специализированных автомобилей (формула 18)

$$A_p = \frac{1,96 \cdot 242,4}{19,6 \cdot 0,73 \cdot 7} = 5.$$

Количество специализированных автомобилей с емкостью цистерн j -го типа в аварийном запасе парка

$$A_{p_1} = 5 \cdot 0,67 = 3, \quad A_{p_2} = 5 \cdot 0,2 = 1, \quad A_{p_3} = 5 \cdot 0,13 = 1.$$

Таблица 4 - Сравнение фактической и расчетной структуры аварийного запаса парка

Объем цистерны, м ³	Фактическая структура аварийного запаса парка, ед.	Расчетная структура аварийного запаса парка, ед
3,75	1	3
5,00	3	1
10,00	0	1

В таблице 4 представлено сравнение фактической и расчетной структуры аварийного запаса парка. Сравнив значения, приведенные в таблице 3, выявлено не соответствие фактической и расчетной структуры аварийного запаса парка специализированной техники. Следует привести фактическую структуру аварийного запаса парка специализированной техники в соответствии с расчетными значениями.

Таким образом, применение предлагаемой методики позволяет определять оптимальную структуру парка, выбирать рациональные виды специализированной техники, находить количество при новом проектировании и модернизации транспортных служб предприятий, эксплуатирующих сети водоснабжения, водоотведения и теплоснабжения городов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Таха, Х. Введение в исследование операций [Текст]/ Х.Таха. - М.: Мир, 1985. - 496 с.
2. Лукинский, В.С. Модели и методы теории логистики [Текст]/В.С.Лукинский. - СПб.: Питер, 2003. - 196 с.
3. Боровиков, В.П. STATISTICA: искусство анализа данных на компьютере [Текст]/ В.П.Боровиков. - СПб.: Питер, 2003. - 578 с.
4. Бауэрсокс, Д. Дж. Логистика – интегрированная цепь поставок [Текст] / Д.Дж.Бауэрсокс, Д.Дж.Клосс. - М.: ЗАО «Олимп-Бизнес», 2001. - 640 с.
5. Сайт в интернете: <http://www.spec.-technica.ru>.

Баженов Светослав Петрович

Липецкий государственный технический университет, г. Липецк
 Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Автомобили и тракторы»
 Тел.: +7 (4742) 328088
 E-mail: bazhenov@stu.lipetsk.ru

Толстых Евгений Владимирович

Липецкий государственный технический университет, г. Липецк
 Аспирант кафедры «Автомобили и тракторы»
 Тел.: +7 (950) 8003351

E-mail: tolstykh-lgtu@mail.ru

ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

УДК 502.1756681.518.3:534.836.2

В.В. ВАСИЛЬЕВА

АВТОТРАНСПОРТНЫЙ ШУМ В ГОРОДАХ И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

В настоящее время население городов находится в условиях постоянного акустического дискомфорта, поэтому стали актуальными вопросы исследования и разработки методов снижения шумового воздействия различных техногенных источников на окружающую среду городских территорий. В статье рассматриваются факторы, влияющие на уровень транспортного шума, а также возможность применения различных природоохранных мероприятий.

Ключевые слова: окружающая среда, автотранспортный шум, экологичность.

Now the population of cities is in conditions of constant acoustic discomfort, therefore there were actual questions of research and working out of methods of decrease in noise influence of various technogenic sources on environment of city territories. In article the factors influencing level of transport noise, and also possibility of application of various nature protection actions are considered.

Keywords: environment, motor transportation noise, ecological compatibility.

Традиционно основной задачей экологической безопасности считается снижение негативного техногенного влияния автомобильного транспорта на природные среды и человека. Решение этой задачи осуществляется путем повышения экологичности транспорта, изменения условий и режимов его эксплуатации, а также предотвращения негативного влияния на основе прогноза.

Одной из серьезных проблем, связанных с растущим парком различных транспортных средств, является шумовое загрязнение окружающей среды.

Шумовое воздействие на акустическую среду в городах практически всегда имеет локальный характер и преимущественно вызывается транспортными средствами, при этом автотранспорт оказывает наиболее неблагоприятное воздействие, так как автомобили являются преобладающими источниками интенсивного и длительного шума и, к тому же, распространены по всей территории города [1].

На транспорт приходится более 60% всех внешних шумов. В городских условиях движение транспортных средств создает до 80% шума. Актуальными стали вопросы изучения, нормирования шумов, их влияния на человека и окружающую среду и разработка мероприятий по снижению негативного воздействия шума. Шумовое воздействие от автотранспортных средств испытывают люди, находящиеся непосредственно в транспортном средстве (водители и пассажиры), а также население находящееся (в том числе

проживающее) в зоне влияния автодорог. Транспортный шум имеет наибольшие негативные последствия для населения, чем производственный или бытовой шум, так как сфера его действия значительно шире, а физические параметры, характеризующие влияние шума на организм человека, несравненно выше [2].

Шум большинства городских источников включает звуки почти всех полос частот слухового диапазона, но отличается разным распределением уровней звукового давления по частотам и неодинаковым изменением их по времени [3]. Шум, окружающий человека, образуется в результате сложного суммирования шумов многих источников, причем распределение разных видов шума способно изменяться от одного момента времени к другому.

Для оценки городских шумов применяются осредненные величины, измеряемые в течение установленных базисных интервалов времени, отличающихся принципиально по уровню шумовой нагрузки [4]. Согласно международным и национальным стандартам, в отношении деятельности людей к базисным интервалам относят периоды дневного и ночного времени суток.

В качестве основной величины для оценки шумового режима в местах отдыха, проживания и работы населения установлена осредненная величина — эквивалентный уровень звука $L_{АэквТ}$, измеряемый в дБА и определяемый как

$$L_{АэквТ} = 10 \lg \left[\frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{P_{A(t)}^2}{P_0^2} \right) dt \right], \quad (1)$$

где $L_{АэквТ}$ (дБА) — эквивалентный уровень звука, полученный для интервала времени T , начинающегося в t_1 и заканчивающегося в t_2 ;

P_0 - пороговое значение звукового давления, $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па;

$P_{A(t)}$ — значение звукового давления в момент времени, скорректированное в соответствии с кривой коррекции шумового сигнала A , Па [5].

Эквивалентный (по энергии) уровень звука, $L_{Аэкв}$ (дБА) непостоянного шума - уровень звука постоянного широкополосного шума, который имеет такое же среднеквадратичное звуковое давление, что и данный непостоянный шум в течение определенного интервала времени.

Предельно допустимый уровень (ПДУ) шума - это уровень фактора, который при ежедневной (кроме выходных дней) работе, но не более 40 часов в неделю в течение всего рабочего стажа, не должен вызывать заболеваний или отклонений в состоянии здоровья, обнаруживаемых современными методами исследований в процессе работы или в

отдаленные сроки жизни настоящего и последующих поколений. Соблюдение ПДУ шума не исключает нарушения здоровья у сверхчувствительных лиц.

Допустимый уровень шума - это уровень, который не вызывает у человека значительного беспокойства и существенных изменений показателей функционального состояния систем и анализаторов, чувствительных к шуму.

Максимальный уровень звука (L_{Amax}) - уровень звука, соответствующий максимальному показателю измерительного, прямопоказывающего прибора (шумомера) при визуальном отсчете, или значение уровня звука, превышаемое в течение 1% времени измерения при регистрации автоматическим устройством [6].

Согласно различным нормам, необходимо различать так называемые базисные интервалы для дневного и ночного времени суток (день — с $t_1 = 7$ ч. до $t_2 = 23$ ч. и ночь — с $t_1 = 23$ ч. до $t_2 = 7$ ч.), в течение которых шумовая нагрузка резко отличается по интенсивности. Однако на практике учет снижения шумовой нагрузки в ночное время представляется трудным с точки зрения оценки и реализации в проектных решениях, поэтому в акустических расчетах, как правило, рассматривается максимальная шумовая нагрузка днем.

В таблице 1 рассмотрен эталонный спектр транспортного шума, который предложен в расчетах российскими институтами МНИИТЭП и НИИСФ для его количественной оценки. На его основании приняты расчетные характеристики, заложенные в российский СНиП 23-03-2003, приведенные в таблице 2.

Таблица 1 - Эталонный спектр транспортного шума (для $L_{AэКВ} = 75$ дБа)

Среднегеометрическая октавная частота, Гц	125	250	500	1000	2000	4000
Уровень звукового давления L , [дБ]	82	77	73	68	65	59
Уровень звукового давления L_A , [дБА]	66	68	70	68	66	60

Допустимый уровень звукового давления (уровень звука) является величиной, нормируемой санитарными требованиями, в зависимости от назначения помещения (таблица 3) [7].

Таблица 2 - Расчетные шумовые характеристики транспортных потоков на дорогах для условий движения транспорта в час “пик” (согласно СНиП 23-03-2003)

№ п/п	Категория улиц и дорог	Число полос движения проезжей части в обоих направлениях	Шумовая характеристика транспортного потока $L_{AэКВ}$, дБА
1	Скоростные дороги	6 8	86 87
2	Магистральные улицы и дороги общегородского значения: — непрерывного движения; — регулируемого движения	6 8 4 6	84 85 81 82
3	Магистральные улицы и дороги районного значения	4 6	81 82
4	Дороги грузового движения	2 4	79 81
5	Улицы и дороги местного значения: — жилые улицы; — дороги промышленных и коммунально-складских районов	2 4 2	73 75 79

Таблица 3 - Допустимые эквивалентные уровни звукового давления

№ п/п	Назначение помещения	Допустимый эквивалентный уровень звука $L_{AэКВ}$, дБА
1	Палаты больниц и санаториев, операционные больниц	25
2	Жилые комнаты квартир, жилые помещения домов отдыха и пансионатов, спальня помещения в детских дошкольных учреждениях и школах-интернатах	30
3	Классные помещения, учебные кабинеты, аудитории, залы заседаний и совещаний	40
4	Офисные помещения	50
5	Залы кафе, ресторанов, столовых	55
6	Торговые залы, вокзалы, предприятия бытового обслуживания	60

Величина эквивалентного уровня транспортного шума, образующегося на эксплуатируемой дороге зависит от следующих факторов (рисунок 1):



Рисунок 1 - Зависимость уровня транспортного шума от различных факторов

К транспортным факторам относятся:

- *Интенсивность движения (ИД)* транспортного потока – важнейший показатель транспортной нагрузки на автомобильную дорогу. Под ИД понимается количество автотранспортных средств (АТС), проходящих заданное сечение в единицу времени (час) [8]. Существует специальная классификация транспортных условий, основанная на этом показателе (АТС/ч): легкие – до 1100, средние – 1100-1900, затруднительные – 1900-2500, тяжелые – 2500-3000 и критические – 3000-4000 и выше.

- *Скорость транспортного потока.* При увеличении скорости автотранспорта наблюдается возрастание уровня шума от двигателя, от качения колес по дороге.

- *Состав транспортного потока.* Грузовой транспорт создает большее шумовое воздействие по сравнению с легковым, поэтому возрастание доли грузового транспорта в потоке приводит к возрастанию общего уровня шума. Такое увеличение наблюдается на окружных дорогах и на объездных дорогах в черте города, где доля грузового транспорта составляет 17-25%.

- *Эксплуатационное состояние транспортных средств;*
- *Объем и характер груза;*
- *Применение звуковых сигналов.*

Дорожные факторы:

- *Плотность транспортного потока;*
- *Продольный профиль (подъемы, спуски);*
- *Наличие и тип пересечений и примыканий;*
- *Вид покрытия, шероховатость;*
- *Поперечный профиль, наличие насыпей и выемок;*
- *Число полос движения;*
- *Наличие разделительной полосы;*

- *Наличие остановочных пунктов для транспорта.*

Природно-климатические факторы:

- *Атмосферное давление;*
- *Температура воздуха;*
- *Скорость и направление ветра, турбулентность воздушных потоков;*
- *Осадки.*

Схема традиционных мероприятий, направленных на снижение транспортного шума [9] показана на рисунке 2.

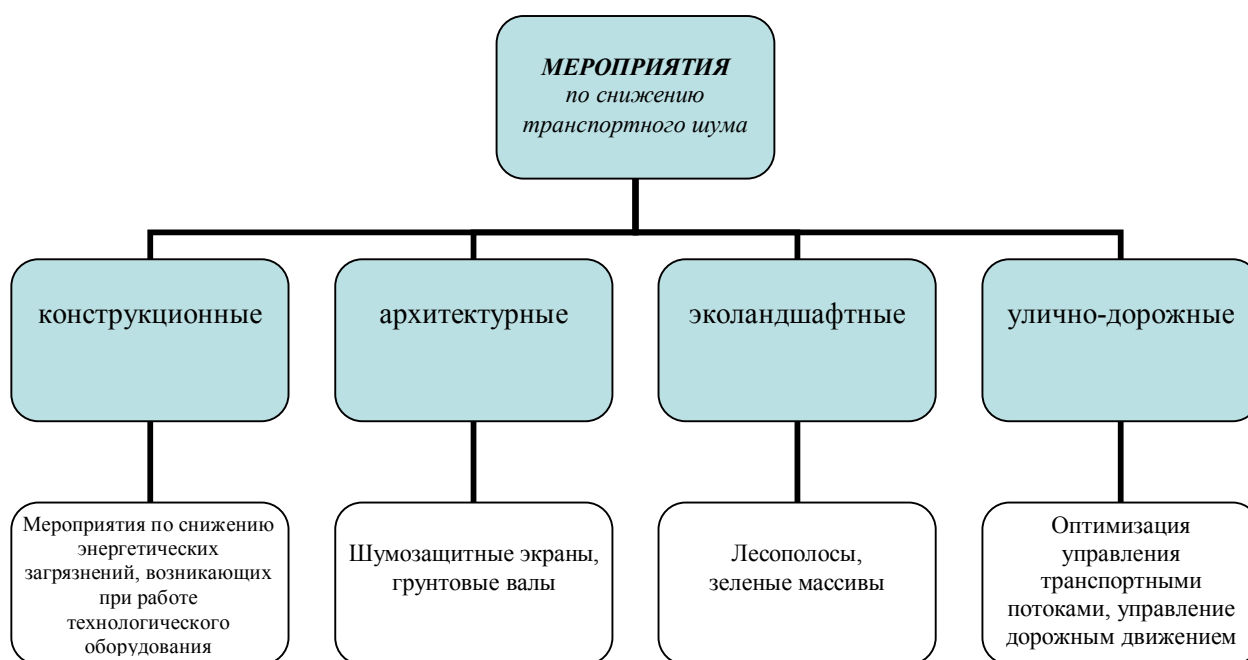


Рисунок 2 - Схема мероприятий по снижению транспортного шума

К **конструкционным** мероприятиям относятся:

- глушители абсорбционные, реактивные (рефлексные) и комбинированные;
- картерные детали двигателя с высокой изгибной жесткостью — снижение вибрационного отклика на частотах 1-2 кГц способствует уменьшению структурного шума на 1-4 дБА;
- вибропоглощающие слоистые материалы типа «металл-пластик-металл» в качестве малонагруженных корпусных деталей (клапанные крышки, масляный поддон и т.п.) — внешний шум автомобиля снижается на 1-2 дБА;
- двухступенчатый впрыск топлива, муфта отключения вентилятора, шкив коленчатого вала спицевидной конструкции позволяют снизить структурный шум поршневого двигателя на 3-10 дБА;
- малозумные шины (с измененным рисунком протектора).

Архитектурные мероприятия:

- экраны с акустическими материалами позволяют снизить, внешний шум автомобиля на 2-4 дБА, а акустические капсулы (вокруг силового агрегата) - до 6 дБА;
- вертикальные экраны (вертикальные или наклонные поверхности), различающиеся по высоте (более 6 м, 2-6 м, до 2 м);
- шумопоглощающие или шумоотражающие экраны;
- грунтовые валы и валы, комбинированные с экранами;
- галереи и другие перекрытия проезжей части.
- строительство транспортных развязок в разных уровнях, подземных пешеходных переходов;
- малошумный дренажный асфальт (в первые два года эксплуатации дает снижение шума автомобиля до 5 дБА);
- расположение зданий по направлению распространения звука, звукоизолирующие окна;

Улично-дорожные мероприятия включают:

- введение ограничений на движение транспортных средств по отдельным полосам, выделение улиц для грузового движения;
- внедрение схем одностороннего движения;
- маршрутное ориентирование водителей, в том числе оптимизация пропуска транзитного движения;
- запрет движения грузовых автомобилей, мотоциклов, мопедов в ночное время по определенным маршрутам;
- совершенствование маршрутной сети пассажирского транспорта, схем движения, в том числе в критической по пропускной способности ситуации;
- проведение планового и предупредительного ремонта машин и оборудования.

Для эффективного и рационального выбора конкретных мероприятий необходимо иметь информацию о фактическом и прогностическом состоянии качества акустической среды.

Шум, производимый автотранспортом, является одним из наиболее опасных параметрических загрязнений окружающей среды в городах. Не случайно эта проблема находится в поле зрения специалистов автомобилестроения, эксплуатации автомобильного транспорта, организации дорожного движения, по градопланировке и строительству. В условиях, когда масштабы автомобильного движения возрастают, зоны акустического дискомфорта значительно увеличиваются.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воздействие транспортного комплекса РФ на состояние ОС и здоровье населения [Текст]: Аналитический доклад; научно-техническое обеспечение транспортного комплекса / сост. В.А. Петрухин и [др.]; ФГУП НИИАТ – М.: НПСТ «Трансконсалтинг», 2007. – 68 с.: ил.
2. Битюкова, В.Р. Социально-экологические проблемы развития городов России [Текст] / В.Р.Битюкова. – М.: Едиториал УРСС, 2005. – 448с. – ISBN 5-354-00770-4.
3. Болбас, М.М. Транспорт и окружающая среда [Текст]: учебник / М.М.Болбас [и др.]: под общ. ред. М.М. Болбаса. - Мн.: Технопринт, 2006. - 262 с.: ил. - ISBN 985-464-263-1.
4. Воробьев, А.Е. Автомобиль - дорога - окружающая среда [Текст] / А.Е. Воробьев, В.И. Сарбаев, О.С. Шилкова. - М.: Изд-во МГИУ, 2007. – 180 с.
5. Государственный доклад «О состоянии и об охране окружающей среды Российской Федерации в 2008 году» [Текст] / Министерство природных ресурсов РФ. – М.: АНО «Центр международных проектов», 2009. – 494с.
6. Денисов, В.И. Защита окружающей среды при эксплуатации автомобильного транспорта [Текст] / В.И.Денисов. – Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1984. -120с.
7. Денисов, В.Н. Проблемы экологизации автотранспорта [Текст]: учебное и научно-практ. издание/ В.Н. Денисов, В.А. Рогалев; научн. редактор: проф. Л.К. Горшков. – СПб.: МАНЭБ, 2006. – 213 с.: ил. – ISBN 5-900277-05-4.
8. Амбарцумян, В.В. Экологическая безопасность автомобильного транспорта [Текст]: учебное пособие для вузов / В.В.Амбарцумян, В.Б.Носов, В.И.Тагасов, В.И.Сарбаев. – М.: ООО Издательство «Научтехлитиздат», 2009. – 208с.
9. Васильева, В.В. Проблемы акустической экологии городской среды [Текст] / В.В.Васильева // Проблемы обеспечения экологической безопасности автотранспортного комплекса: Сб. научных статей / Под ред. А.Н.Новикова. – Орел, 2004. – С.68-71.

Васильева Виктория Владимировна

Орловский государственный технический университет, г.Орел
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Сервис и ремонт машин»
Тел. +7(4862) 734350
E-mail: sirm@ostu.ru

УДК 258

Т.В. САМОЙЛОВА

АСПЕКТЫ ГУМАНИЗАЦИИ ИНЖЕНЕРНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

В век НТР инженерные знания стареют невероятно быстро, а это означает, что значительная часть знаний, которые понадобятся специалисту через 5...6 лет не может быть преподана в вузе, ибо появление технологических систем в условиях быстрого научно-технического прогресса зачастую непредсказуемо. Поэтому возникает вопрос : как учить? чему учить?

Ключевые слова: инженерное образование, гуманизация, технократизм.

In this age of STD engineering knowledge age is incredibly fast, which means that significantly part of the knowledge that you need a specialist after 5 ... 6 years can not be pre-filed with the university since the emergence of technology systems in the context of rapid scientific and technological progress often unpredictable. So the question arises: How to teach? what to teach?

Key words: engineering education, humanization, technocratism.

Процесс подготовки высококвалифицированного технического специалиста должен быть ориентирован на то, чтобы он был потенциально способен эффективно взаимодействовать с техникой будущих поколений. Подобно гибким технологиям на производстве в вузовской практике должны найти применение своего рода «гибкие системы образования». Целью таких систем является не формирование «завершенного специалиста», а развитие в нем способности к постоянному самостоятельному приобретению информации. Однако «гибкие системы образования» требуют и «гибкой педагогики» с такими ее гранями, как отсутствие культа императивных методов воспитания, ориентация на развитие личности, а не только на развитие запоминательных способностей, стимулирование творчества и особенно творческого мышления, установка на образование, в полном смысле этого слова, тогда как традиционно на первом месте стоит обучение.

В настоящее время инженерное образование заключается в его дегуманизации, в отрыве от человеческих ценностей. Соответственно и выход из этого может быть только на путях утверждения гуманистической парадигмы в образовании. Гуманизация есть такая социально-культурная позиция, которая исходит из приоритета человека как высшей ценности, что предполагает перестройку всей культуры, а значит и системы образования в гомоцентрическом направлении. Для преобразования инженерного образования это особенно важно, поскольку инженерная деятельность направлена на реализацию технического прогресса

в определенный вид технологий, а развитие человека остается как бы в стороне. Реальное инженерное образование порождает дефицит культуры, значит и эскалацию духовного кризиса.

Поэтому гуманитаризация инженерного образования – есть гуманизм в действии с целью преодоления технократизма, разрушительное влияние которого на культуру стало очевидным.

Гуманистическая парадигма образования предполагает смену созерцательной установки в обучении на творческую деятельность, а целью образования – становится именно развитие личности, а не только формирование профессиональной пригодности, т.е. получение знаний, умений и навыков. В этой переориентации неизбежна гуманизация и самой педагогики, которая длительное время рассматривала в качестве основной ценности образования – науку.

В реальной же педагогической практике гуманизация образования, как правило, подменяется гуманитаризацией, что, в принципе, сводит на нет необходимость смены образовательной парадигмы. Между тем, гуманитаризация – средство гуманизации, используемое для того, чтобы дополнить естественно-техническую культуру гуманитарной. Стратегической же целью образования является ее гуманизация. Гуманитаризация образования есть поворот к гуманитарной проблематике, к гуманитарной культуре, и не только с помощью чтения обязательных или факультативных гуманитарных предметов, но и – как это мы стремимся доказать – за счет использования гуманитарного пласта в самих общенаучных и общетехнических дисциплинах. Это необходимо для того, чтобы между естественно-технической и социально-гуманитарной частями инженерного образования сохранялось соответствие.

Гуманизация образования – это поворот к человеку (студенту и преподавателю) с целью развития личности в целом, а не только ее знаний, навыков, умений. Это не дополнение к существующей системе образования, а ее радикальное преобразование. Технократическое мировоззрение можно ликвидировать, дополняя профилирующее обучение приобщением к гуманитарной культуре, ибо это мировоззрение основывается на разрыве между естественно-технической и гуманитарной культурой. Для преодоления же дегуманизации в образовательной системе этого мало, ибо гуманизация образования является альтернативной не только технократизму, но и бездуховности вообще, а безнравственность не может быть преодолена только дополнительным средством, в частности гуманитаризацией. Необходимо преодоление всего, что порождает бездуховность, а порождает ее не только технократизм.

Основными направлениями гуманизации можно выделить: создание творчески ориентированной (креативной) педагогики; преодоление сциентистской модели студента как

реципиента информации; уничтожение формализма в образовании; ориентация в образовании на весь мир культуры, а не только на науку; внедрение в учебный процесс информационной технологии и т.д. – все это в своем совокупном действии должно помочь преодолеть существующие пороки инженерного образования и трансформировать студента из объекта в субъект образовательной деятельности.

Человеческая личность тотальна и не сводится только к знанию, к эрудиции. Однако существующая система образования ориентировала и ориентирует, в основном, на получение знаний, на формирование специалиста, но не развитие личности. В этом случае образование действительно сводится к обучению без обратной связи.

Поэтому гуманитаризация инженерного образования в настоящее время – настоятельная потребность, а не досужий вымысел теоретиков, ибо научные знания, технический прогресс сама инженерная деятельность должны служить человеку и подчиняться гуманистическим целям.

Поскольку формирование культурного пространства инженера, прежде всего, через изучение общенаучных и общетехнических дисциплин не обрело всеобщего признания, так как считается, что это дело только общественных и гуманитарных кафедр, то необходима разработка и внедрение в практику новой педагогики, ориентирующей всех преподавателей общенаучных и общетехнических кафедр на выявление мировоззренческого и культурного потенциала своих предметов и на отказ от узкотехницистского мышления и технокраизма.

Для преподавателей общенаучных и общетехнических дисциплин свой учебный предмет должен стать средством собственного саморазвития и формирования у студентов не только профессиональных качеств, но и творческого мышления, культуры личности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анисимов, В.В. Основные направления и тенденции развития высшего образования [Текст] / В.В. Анисимов // Проблемы подготовки специалистов в технических университетах: тез. докл. матер. конференции. – Н.-Новгород: НГТУ.
2. Басова, Л.Н. О проблемах образования высшей школы на современном этапе [Текст] / Л.Н. Басова // Проблемы подготовки специалистов в технических университетах: тез. докл. матер. конференции. – Н.-Новгород: НГТУ.
3. Особенности активных методов обучения в высшей школе [Текст] / В.В. Анисимов [и др.] // Проблемы подготовки специалистов в технических университетах: тез. докл. матер. конференции. – Н.-Новгород: НГТУ.

Самойлова Татьяна Валентиновна

Мценский филиал ГОУ ВПО Орловского государственного технического университета
Кандидат педагогических наук, зав. кафедрой «Автомобили и автомобильное хозяйство»
Тел. 8(48646) 20641

УДК 74.584.31

Г.В. БУКАЛОВА

НОРМИРОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТА ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ И АКАДЕМИЧЕСКИЕ СВОБОДЫ ВУЗА

Автором раскрывается значение академических свобод вуза, средства их реализации, обеспечивающие согласованность целей функционирования системы профессионального образования с целевыми социально-экономическими установками профильной сферы производства. Обозначена проблема соотношения академических свобод преподавания и академической ответственности.

Ключевые слова: академические свободы, профессиональное образование.

The author value of academic freedom of high school, the means of their realization providing a coordination of the purposes of functioning of system professional about-razovanija with target social and economic installations of profile sphere a prorecension-stva reveals. The problem of correlation of academic freedom of teaching and akademiche-skoj responsibility is designated.

Keywords: the academic freedom, vocational training.

Основную системообразующую функцию процесса профессиональной подготовки инженерно-технических работников для автообслуживающего производства выполняют образовательные цели. Они определяют методологическую направленность образовательного процесса вуза и связывают воедино все его компоненты. Особенностью же системы высшего образования технического профиля является то, что цели её функционирования формируются вне этой системы. Они исходят из соответствующей производственной сферы и общегосударственных социально-экономических тенденций формирования трудовых ресурсов. Поэтому одним из основных условий обеспечения эффективности образовательного процесса является согласованность целей системы профессионального образования с целевыми социально-экономическими установками той сферы производства, для которой ведется подготовка выпускников вуза. Осуществлению указанной согласованности служит *нормирование вузом* элементов результата профессионального образования, как части процедуры его стандартизации. Правовой основой для этого выступает Постановление Правительства РФ № 36 от 21 января 2005г. «Правила разработки, утверждения и введение в действие государственных образовательных стандартов начального, среднего, высшего профессионального и послевузовского профессионального образования». В п.5 данного Постановления отмечается, что образовательными учреждениями разрабатываются региональные (национально-региональные) компоненты государственных образовательных стандартов профессионального образования, а также утверждаются и вводятся в действие компоненты образовательного учреждения (вузовские компоненты) [1]. Это подтверждает правомерность выполнения вузом нормативной деятельности и указывает на определенную его

возможность инициативной организации своей образовательной деятельности с учетом региональных особенностей той сферы производства, для которой ведется подготовка трудовых ресурсов и реальных научных достижений сотрудников вуза. В силу указанного создаются условия для придания образовательной деятельности вуза более четкой целевой направленности, а также для дифференцированной на отраслевом уровне профессиональной подготовки трудовых ресурсов. Таким образом, обеспечивается возможность для формирования кадрового состава предприятий с учетом местных социально-экономических условий. Нормативная деятельность вуза создает условия для оперативного обновления и гибкого реагирования образовательной системы на социально-экономические изменения данного региона.

Эти свойства компетентностно-ориентированного образования достигаются в результате осуществления нормирования вузом элементов результата предоставляемого им профессионального образования.

Основное назначение нормирования результата образования в рамках регионального и вузовского компонентов государственного образовательного стандарта состоит в регламентации (в рамках этих компонентов) результата профессиональной подготовки выпускников вуза по данному направлению (специальности). Под результатом профессионального образования понимается система характеристик профессиональной подготовки выпускника вуза, принимаемая в качестве нормы его образованности и отражающая производственно-социальный идеал этих характеристик в виде требований профильной сферы производства к персоналу соответствующей категории с учетом возможностей образовательной среды вуза. В качестве объектов нормирования при этом целесообразно использование совокупности компетенций выпускника вуза по данному направлению (специальности). Указанная совокупность компетенций, получая статус образовательной нормы вуза, выполняет функцию средства, приводящего в действие механизм реализации государственного образовательного стандарта подготовки по данному направлению (специальности). Это становится возможным в силу того, что нормированный в рамках регионального и вузовского компонентов результат образования, представленный экспозицией реально и потенциально востребованных компетенций работника соответствующей сферы производства данного региона, приобретает высокий мотивационный потенциал освоения их обучающимися.

Нормой функционирования образовательных учреждений высшего профессионального образования в современных условиях стали демократические принципы, значимым элементом которых выступают академические свободы. В статье 3 Закона «О высшем и послевузовском

профессиональном образовании», называемой «Автономия высших учебных заведений и академические свободы», сущность академических свобод представлена следующим образом: «Педагогическим работникам из числа профессорско-преподавательского состава, научным работникам и студентам высшего учебного заведения предоставляются академические свободы, в т.ч. свобода педагогического работника высшего учебного заведения излагать учебный предмет по своему усмотрению, выбирать темы научных исследований и проводить их своими методами, а также свобода студента получать знания согласно своим склонностям и потребностям. Предоставляемые академические свободы влекут за собой академическую ответственность за создание оптимальных условий для свободного поиска истины, ее свободного изложения и распространения».

Значимость академических свобод для образовательной деятельности отражает высказывание ученого высокого научного авторитета, академика А.П. Александрова, отмечавшего, что «помехой университетскому образованию является регламентация. ... В том, что определяет сущность университетского образования, свобода имеет величайшее значение. ...В идеале университет – это ассоциация, в которой свободное развитие каждого является условием свободного развития всех. Университет должен быть центром свободной мысли, ...центром свободы, неразрывно связанной с преданностью истине и гуманизму» [2].

В России академические свободы впервые получили правовую основу посредством «Типового положения об образовательном учреждении высшего профессионального образования (высшем учебном заведении) Российской Федерации», разработанного на основе закона «Об образовании», принятого в 1992г. В разделе IV «Типового положения», называемом «Академические свободы и автономность высшего учебного заведения», дано следующее определение академических свобод: «Каждому участнику научно-педагогической деятельности гарантируется право (в рамках единого государственного образовательного стандарта) выбора по своему усмотрению учебных курсов, метода и методик преподавания и обучения, задач научных исследований и средств их решения, а также свободного доступа к информации, необходимой для обеспечения учебного процесса и проведения научных исследований».

Постановлением Правительства Российской Федерации № 940 от 12 августа 1994 года и приказом Госкомвуза № 886 от 2 сентября 1994 года был утвержден «Государственный образовательный стандарт высшего профессионального образования» (ГОС ВП). Наряду с другим в ГОС ВП в разделе № 4 декларировались академические свободы высшего учебного заведения. В этом стандарте в разделе 6 (с.17) разъясняется сущность академических свобод следующим образом: «Высшее учебное заведение самостоятельно разрабатывает и принимает

основные образовательные программы, а также технологию их реализации...». Свое дальнейшее развитие правовая основа академических свобод получила развитие в Законе «О высшем и послевузовском профессиональном образовании», принятом в 1996 году. Постановлением Правительства РФ № 264 от 5 апреля 2001г. утверждено «Типовое положение об образовательном учреждении высшего профессионального образования (высшем учебном заведении) Российской Федерации» в обновленной редакции. В содержании этого документа также отмечается неотъемлемое право вуза на осуществление своих академических свобод.

В отличие от российской высшей школы в странах Западной Европы академические свободы имеют давнюю историю. Их существование насчитывает уже более 900 лет, т.е. столько же, сколько существует университетское образование. Правовой основой для осуществления академических свобод европейскими университетами считается закон об автономии университета *Constitutio Habita*, принятый Фредериком Барбароссой в 1158 году, предоставивший автономию Болонскому университету [3].

Многовековой феномен «академические свободы» получил свое новое осмысление в 1988 году на съезде европейских ректоров по случаю 900-летия Болонского университета. На этом съезде была принята Великая университетская хартия *Magna Charta Universitatum*, представляющая роль университетов как центров культуры. Подчеркивая выдающееся значение университетской хартии И.В. Байденко отмечает: «*Magna Charta Universitatum* стала подлинным *specto* европейских университетов, верности которому присягают все академические сообщества континента» [4]. В Великой хартии университетов академические свободы определены как свободы членов академического сообщества индивидуально или коллективно способствовать генерации и передачи знаний через исследования, изучение, дискуссии, производство, творчество, преподавание, лекции и печатные труды. При этом под академическим сообществом понимаются работники высших учебных заведений, осуществляющие исследования и преподавание.

В университетах Европы академическим свободам придается статус фундаментальных университетских ценностей. Так Ассоциацией Европейских университетов, выступающей в качестве депозитария Великой университетской хартии, создан Наблюдательный совет, отслеживающий соблюдение академических свобод и университетской автономии. В состав указанного Наблюдательного совета входит представитель Совета Европы, что подчеркивает признание важности университетских ценностей и прав. Академические свободы, как один из основных принципов, представляемых Великой университетской хартией, находятся в поле зрения Парламентской ассамблеи Совета Европы (ПАСЕ). В 2006 году ПАСЕ принят документ

«Академическая свобода и университетская автономия», конкретизирующий эти принципы [6].

Однако признание демократических принципов как основы функционирования образовательного учреждения не исключает проблемы *согласованности* нормирования результата профессионального образования и академических свобод вуза. Решение указанной проблемы представляется в сопряжении *академических свобод с академической ответственностью*. Следует заметить, что в российской высшей школе академические свободы установлены в рамках государственного образовательного стандарта. Это следует из ст. 3 Закона «О высшем и послевузовском профессиональном образовании», а также из раздела IV Типового положения об образовательном учреждении высшего профессионального образования.

Исследователь проблемы академических свобод вуза Б.Х. Фиапшев в своей монографии рассматривая их полноту, обеспечиваемых государственными образовательными стандартами второго поколения, отмечает отсутствие возможности для достаточной реализации, по его мнению, права вуза «... влиять на содержание образования, на состав изучаемых дисциплин. Без этого вуз лишен возможности оперативно откликаться на запросы рынка труда, а тем более работать на опережение» [5, с. 196]. Автор указывает на противоречие академических свобод и строгой административной регламентации традиционного учебного процесса. (Хотя можно предположить, что ограничение академических свобод в то время было вызвано необходимостью сохранения единства образовательного пространства высшей профессиональной школы).

Академические свободы российской высшей школы определяются государственными образовательными стандартами. С развитием образовательных стандартов получают свое развитие и академические свободы. Так государственные образовательные стандарты третьего поколения устраняют указанное противоречие, наделяя образовательное учреждение более широким, чем ранее правом формирования национально-регионального и вузовского компонентов основных образовательных программ. В результате этого вуз получил определенную свободу в установлении состава учебных дисциплин и их содержании. Тем самым разрешается проблема реализации вузом академических свобод - свободы преподавания, свободы обучения, свободы исследований. Отметим, что в российской высшей школе академическими свободами наделяются – высшее учебное заведение и участники образовательного процесса. Участником образовательного процесса является студенчество. Академическая свобода студентов основывается на праве получения качественного образования. Соответствие результата профессионального образования требованиям к

инженерно-техническому персоналу автообслуживающего производства данного региона – необходимое условие действительно качественного образования. Обеспечить это соответствие призвано нормирование результата образования в пределах национально-регионального и вузовского компонентов как составных частей ГОС ВПО. Таким образом, вузовский и национально-региональный компоненты выступают средством создания «пространства» для обеспечения свободного оперативного изменения содержания образования, т.е. реализации академических свобод вуза, выраженных правом влиять на содержание предоставляемого образования. Используя академическую свободу, как право самостоятельного нормирования результата образования, вуз определяет содержание национально-регионального и вузовского компонентов ГОС ВПО в соответствии с возможностями своей образовательной среды и потребностями региона.

Нормирование результата образования, реализуемое как право вуза на определение содержания профессиональной подготовки выпускников, не ущемляет академической свободы преподавания в силу того, что не ограничивает выбор преподавателями методик, технологий преподавания, направлений и тем их исследований, которые и составляют суть академических свобод.

Как уже отмечалось, академические свободы неразрывно связаны с академической ответственностью. Но наряду с этим нельзя не отметить (и это подтверждает ряд авторитетных публикаций) не достаточность понимания академическим сообществом того, что академические свободы – это не только право, но и ответственность. Но вероятно – это вина не столько преподавателей, сколько организаторов образовательного процесса вуза, не создающих условий для их ответственной работы. Представляется, что устранению этого недостатка способствует нормирование вузом результата образования в рамках национально-регионального и вузовского компонента ГОС ВПО. Роль механизма, создающего условия для ответственности преподавателей за результат своей деятельности может выполнять *компетентностная модель выпускника вуза* по данному направлению (специальности), конкретизирующая требования стандарта образования. При этом результат образования нормированный вузом в виде совокупности компетенций вовсе не сужает рамки академических свобод профессорско-преподавательского состава, а словно «огни на сторожевой башне» лишь указывает «нужное направление» образовательной деятельности. Нормирование результата образования также создает условия для оценки уровня его качества, т.к. обеспечивает возможность для сравнения действительного результата и нормативного. Этот факт - основание для признания нормирования результата образования в качестве

средства реализации академической свободы студенчества, выражаемой как право на получение качественного образования.

Таким образом, нормирование результата профессионального образования в виде компетентностной модели выпускника вуза по данному направлению (специальности) выступает как одна из форм реализации академической свободы вуза. В соответствии со специфическими социально-техническими условиями современного автообслуживающего производства региона, нормирование вузом результата предоставляемого им профессионального образования в рамках национально-регионального компонента ГОС ВПО позволяет: 1) установить базовый уровень профессиональной подготовки, обеспечивающий востребованность выпускников данного вуза на региональном рынке труда; 2) повысить качество профессионального образования за счет целенаправленного освоения обучающимися техники и технологий, используемых профильными предприятиями региона, с учетом региональных тенденций их развития; 3) обеспечить для обучающихся, как потребителей образовательной услуги, правовой аспект гарантированности установленной направленности профессиональной подготовки; 4) одновременно с ориентацией на требования к трудовым ресурсам региональной сферы автообслуживающего производства обеспечить надежную конвертируемость профессионального образования внутри страны - на межрегиональных профильных рынках труда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сборник законодательства Российской Федерации. 2005. № 5. Официальное издание.
2. Александров, А.О. О сущности университета [Текст] / А.О.Александров // Вестник высшей школы. - 1990. - № 5.
3. Берг, К. Автономия университетов и гарантия качества. ЮНЕСКО. Европейский центр по высшему образованию [Текст] / К.Берг // Высшее образование в Европе. Т. 18. - 1993. - № 3.
4. Байденко, А.И. Болонский процесс: структурная реформа высшего образования Европы [Текст] / А.И.Байденко. - М.: 2003.
5. Фиापшев, Б.Х. Образовательные стандарты, автономия высшей школы, академические свободы: монография / Б.Х.Фиапшев. - М.: Народное образование, 2007. – 214 с.
6. Совет Европы. Парламентская ассамблея. Академическая свобода и университетская автономия. Рекомендация 1762 (2006). Официальные документы в образовании. - 2006. - № 36. Декабрь.

Букалова Галина Васильевна

Орловский государственный технический университет

Кандидат педагогических наук, доцент кафедры «Сервис и ремонт машин»

Тел. +7 (4862) 734350

E-mail: astral0151@mail.ru

Адрес учредителя

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Орловский государственный технический университет»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. (4862) 42-00-24
Факс (4862) 41-66-84
www.ostu.ru
E-mail: unpk@ostu.ru

Адрес редакции

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Орловский государственный технический университет»
302030, г. Орел, Московская, 77
(4862) 73-43-50
www.ostu.ru
E-mail: sirm@ostu.ru

Технический редактор, корректор,
компьютерная верстка И.В. Акимочкина
Перевод В.М. Хрошин

Подписано в печать 28.09.2010
Формат 60x88 1/8. Усл. печ. л. 7,5
Тираж 500 экз.
Заказ № _____

Отпечатано с готового оригинал-макета на полиграфической базе ОрелГТУ
302030, г. Орел, ул. Московская, 65.