

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИЗВЕСТИЯ

ВОЛГОГРАДСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Серия

НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

Выпуск 12

№ 6(166)

Межвузовский сборник научных статей
Издается с января 2004 г.

2015



Волгоград
2015

УДК 629.11

Учредитель: ГОУ высшего образования
«Волгоградский государственный технический университет»

Сборник зарегистрирован в Управлении регистрации и лицензионной работы в сфере массовых коммуникаций Федеральной службы по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия ПИ № ФС77–25660 от 13 сентября 2006 г.

Главный редактор сборника «Известия ВолгГТУ»

академик *И. А. Новаков*

Редакционная коллегия серии: д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. А. Ревин* e-mail: revin@vstu.ru (научный редактор)
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *Е. А. Федянов* e-mail: tig@vstu.ru (зам. научного редактора)
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. В. Васильев*
д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н. Э. Баумана *Н. А. Иващенко*
д-р техн. наук, проф. МАДИ – технический университет *А. М. Иванов*
д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н. Э. Баумана *Г. О. Котиев*
д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ *М. В. Ляшенко*
д-р техн. наук, проф. МАДИ – технический университет *А. Б. Миротин*
канд. техн. наук, проф. ВолгГТУ *А. В. Победин*
д-р техн. наук, проф. МАМИ – технический университет *В. М. Шарипов*
канд. техн. наук, доц. *Е. Ю. Липатов* (ответственный секретарь)

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст.
№ 6(166)/ ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – 84 с. – (Серия «Наземные транспортные системы». Вып. 12).
ISBN 978-5-9948-1914-2

В настоящем сборнике помещены статьи, в которых рассматриваются результаты теоретических и экспериментальных исследований, направленных на совершенствование наземных транспортных и тяговых систем и их элементов, а также на повышение эффективности транспортных операций.

Ил.: 48. Табл.: 6. Библиогр.: 159 назв.

ISBN 978-5-9948-1914-2

© Волгоградский государственный
технический университет, 2015

Научное издание

ИЗВЕСТИЯ
Волгоградского государственного технического университета
№ 6(166), 2015 г.

С е р и я «НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ»
(Выпуск 12)

Межвузовский сборник научных статей

Редактор *Т. А. Пересецкая*
Компьютерная верстка *Е. В. Макаровой*

Темплан 2015 г. Поз. № 93н.
Подписано в печать 27.11.2015. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 9,77. Уч.-изд. л. 9,68.
Тираж 100 экз. Заказ

Волгоградский государственный технический университет.
400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 1.

Отпечатано в типографии ИУНЛ ВолгГТУ.
400005, г. Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

СОДЕРЖАНИЕ

Часть 1. КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

<i>Абдулгасис А. У.</i> Пространственная модель для определения продольного и поперечного коэффициентов сцепления с дорогой неподвижного колеса автомобиля.....	5
<i>Балакина Е. В., Зотов Н. М., Федин А. П., Голубева Т. А.</i> О разных трактовках понятия коэффициента сцепления шины с дорогой.....	13
<i>Дыгало В. Г., Котов В. В., Бойко Г. В., Дыгало Л. В., Ревин А. А.</i> Комплексная оценка влияния неустойчивости характеристик элементов тормозного механизма колеса автомобиля, возникающих в процессе эксплуатации.....	16
<i>Железнов Р. Е., Железнов Е. И.</i> Моделирование взаимодействия звеньев малотоннажного автопоезда при разгоне.....	20
<i>Калмыков А. В., Ляшенко М. В., Соколов-Добрев Н. С., Шеховцов В. В.</i> Использование в трансмиссии трактора реактивного звена с переменной податливостью.....	24
<i>Михолап Л. А., Комаров Ю. Я., Малолетов А. В., Волчков В. М., Короляш В. А.</i> Повышение маневренности малотоннажного автопоезда.....	32
<i>Победин А. В., Соломатин А. В., Искалиев А. И.</i> Оценка эффективности применения шумопоглощающих материалов для уменьшения внутреннего шума наземных транспортных средств.....	35
<i>Поздеев А. В., Чернышов К. В., Рябов И. М., Чумаков Д. А., Трофимов Н. В.</i> Сравнительная оценка виброзащитных свойств релаксационных подвесок различной структуры с маховичным инерционным элементом.....	38
<i>Ревин А. А., Дыгало В. Г., Юдина А. А., Дыгало Л. В.</i> О задаче оценки влияния неустойчивости характеристик элементов цепи «модулятор АБС – тормозной механизм» колес автомобиля на качество отработки команд управления.....	42
<i>Тескер Е. И., Тараненко В. Ю., Елхов В. В., Субботин М. А.</i> Снижение динамической нагруженности трансмиссий и приводов применением конструкций зубчатых колес с повышенной податливостью зубьев, дисков и ступиц.....	44

Часть 2. ОРГАНИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПРОЦЕССОВ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

<i>Евдокимов Е. А., Сенкин Д. В., Сильченков Д. Д.</i> Совершенствование организации дорожного движения на пересечении ул. Рокоссовского и просп. им. Маршала Жукова в Волгограде с помощью пакета прикладных программ Aimsun.....	47
<i>Джахьяева С. Б., Климова Е. В.</i> Детский травматизм на дорогах: пути решения проблемы.....	50
<i>Нургалеев Е. Р., Данилов С. В., Каишманов Р. Я.</i> Обоснование необходимости организации в городах России системы маршрутных таксомоторных перевозок пассажиров по предварительным заказам.....	54
<i>Светаилов М. С., Кузубов К. А., Колесников С. В., Раюшкина А. А.</i> Анализ состояния и работы остановочных пунктов пассажирского общественного транспорта на основе взаимодействия государства и частного бизнеса.....	57

<i>Ханин Д. М.</i> Новая технология доставки молочных продуктов в городах с использованием специализированных контейнеров.....	60
<i>Ширяев С. А., Горина В. В., Кащеев С. А.</i> Рациональное размещение готовой продукции на складе на основе ABC-анализа.....	63
Часть 3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	
<i>Зотов Н. М., Федин А. П., Рябишин А. С., Бабаев Д. Э., Поляков В. Ю.</i> Обзор неисправностей автосервисного оборудования (на примере компрессорных установок).....	66
<i>Ларин Е. С., Мельников Г. О., Ревин А. А.</i> Проверка работоспособности антиблокировочной системы.....	69
<i>Поздеев А. В., Похлебин А. В., Чернышов К. В., Мухидинов Ю. М., Мухучев Ш. М.</i> Определение неисправностей гидравлических амортизаторов при стендовых испытаниях.....	71
<i>Тахтамыев Х. М.</i> Математические модели функционирования автосервисных предприятий в условиях острой конкуренции при различных формах организации труда.....	76
<i>Тахтамыев Х. М.</i> Методика расчета запасов узлов и агрегатов автомобилей на автотранспортных предприятиях.....	80

КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

УДК 629.017

А. У. Абдулгизис

ПРОСТРАНСТВЕННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОДОЛЬНОГО И ПОПЕРЕЧНОГО КОЭФФИЦИЕНТОВ СЦЕПЛЕНИЯ С ДОРОГОЙ НЕПОДВИЖНОГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ

Крымский инженерно-педагогический университет
(Abdulgazis.aziz@mail.ru)

В результате проведенного исследования получена пространственная модель контакта неподвижного колеса с дорогой, позволяющая определить максимальные значения продольного и поперечного коэффициентов сцепления. Проведено сравнение результатов, полученных с использованием плоской и пространственной моделей шин.

Ключевые слова: продольный коэффициент сцепления, поперечный коэффициент сцепления, пространственная модель шины, пятно контакта, профиль шины.

The study produced three-dimensional model of the fixed wheel contact with the road, which allows to determine the maximum values of the longitudinal and transverse coefficients of clutch. The results are compared with a flat tire and spatial models.

Keywords: longitudinal clutch coefficient, transverse clutch coefficient, a spatial model of the tire contact patch, the tire profile.

Для удержания автомобиля в неподвижном состоянии на продольном и поперечном уклонах дороги необходимо обеспечить требуемые значения продольного и поперечного коэффициентов сцепления колес с дорогой.

В настоящей статье предложена пространственная модель шины для определения продольного и поперечного коэффициентов сцепления с дорогой неподвижного колеса автомобиля. Приведено сравнение результатов, полученных при использовании пространственной и плоской моделей шин.

Величина коэффициента сцепления колес с дорогой является важным показателем, определяющим тягово-скоростные свойства, устойчивость, управляемость и динамику торможения автомобиля.

Исследованию коэффициента сцепления колес с дорогой в различных режимах движения автомобиля посвящено значительное количество отечественных и зарубежных публикаций [1–9]. Оценке устойчивости неподвижного колеса автомобиля против бокового скольжения, а фактически поперечного коэффициента сцепления посвящена работа [5].

Однако в работе [5] использовалась плоская модель напряженно-деформируемого состояния колеса, что являлось определенным допущением.

Пространственная модель указанного объекта предложена автором статьи ранее в работе [10].

Схема статического нагружения пневматической шины колеса в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, предложенная в работе [10], представлена на рис. 1. С использованием указанной пространственной модели там же [10] получена зависимость контактных давлений от жесткостных и геометрических параметров шины. Для нормального давления в пятне контакта [10]

$$P_z = \frac{C_z}{R_{np}} \cdot \frac{(1 - \cos \frac{\alpha}{2}) (\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1) (\frac{\cos \delta}{\cos \frac{\gamma}{2}} - 1)}{(\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|) (\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|)}, \quad (1)$$

где C_z – радиальная жесткость шины; R_{np} – радиус кривизны профиля шины в поперечной плоскости; α – центральный угол окружности радиусом, равным свободному радиусу колеса r_{cb} , и соответствующий хорде, равной теоретической длине L_{KT} пятна контакта (рис. 1, а); γ – центральный угол, соответствующий хорде $\overline{CC'}$, по которой происходит контакт шины с дорогой в поперечной плоскости (рис. 1, б); β, δ – текущие угловые координаты рассматриваемой точки контакта.

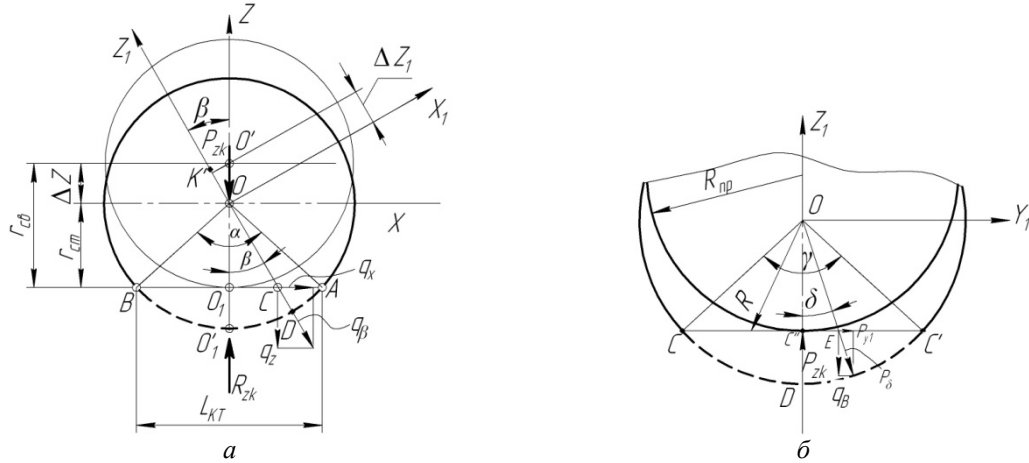


Рис. 1. Схемы статического нагружения неподвижного колеса в экваториальной плоскости (а) и плоскости OCC' (б), расположенной под углом β к поперечной плоскости YOZ [7,8]; r_{cb} – свободный радиус колеса; r_{ct} – статический радиус колеса; ΔZ – нормальная деформация шины при статическом нагружении шины силой P_{zk} ; R_{zk} – нормальная реакция дороги; L_{KT} – теоретическая длина пятна контакта шины с дорогой; q_β, q_z, q_x – составляющие погонной силы упругости; p_δ, p_z, p_y – суммарное контактное давление и его составляющие по осям OZ_1 и OY_1 ; R_{np} – радиус кривизны профиля шины в поперечной плоскости

Для касательных контактных напряжений в пятне контакта [10]

$$p_x = p_z \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{C_z}{R_{np}} \cdot \operatorname{tg} \beta \frac{(1 - \cos \frac{\alpha}{2}) (\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1) (\frac{\cos \delta}{\cos \frac{\gamma}{2}} - 1)}{(\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|) (\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|)}, \quad (2)$$

Для боковых контактных напряжений в пятне контакта [10]

$$p_y = p_z \cdot \frac{\operatorname{tg} \delta}{\cos \beta} = \frac{C_z}{R_{np}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \delta}{\cos \beta} \frac{(1 - \cos \frac{\alpha}{2}) (\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1) (\frac{\cos \delta}{\cos \frac{\gamma}{2}} - 1)}{(\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|) (\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|)}, \quad (3)$$

Однако в работе [10] не определены максимальные значения продольного и поперечного коэффициентов сцепления неподвижного колеса с дорогой. Для решения указанной задачи необходимо определить геометрические размеры пятна контакта.

Уравнение, связывающее поперечную координату y границы пятна контакта с продольной координатой x , имеет вид:

$$y = \frac{\sqrt{\frac{r_{cb}^3}{R_{np}} \left(\frac{x^2}{r_{cb}^2} + \cos^2 \frac{\alpha}{2} \right) \left(1 - \sqrt{\frac{x^2}{r_{cb}^2} + \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \right) \left[2 - \frac{r_{cb}}{R_{np}} \left(1 - \sqrt{\frac{x^2}{r_{cb}^2} + \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \right) \right]}}{1 - \frac{r_{cb}}{R_{np}} \left(1 - \sqrt{\frac{x^2}{r_{cb}^2} + \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \right)}, \quad (4)$$

Нерешенной осталась задача определения геометрических размеров и формы зоны, расположенной в пятне контакта, в которой отсутствует упругое скольжение элементов шины.

Целью исследования являлось определение максимальных значений продольного и поперечного коэффициентов сцепления неподвижного колеса автомобиля с дорогой. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить геометрические размеры и форму зоны, расположенной в пятне контакта, в которой отсутствует упругое скольжение элементов шины;
- определить максимальное значение поперечного коэффициента сцепления неподвижного колеса с дорогой;
- определить максимальное значение продольного коэффициента сцепления неподвижного колеса с дорогой.

Скольжение элементов шины отсутствует при выполнении следующего условия:

$$\mu \cdot P_z \geq \sqrt{p_x^2 + p_y^2}, \quad (5)$$

где μ – коэффициент трения материала шины (резины) по опорной поверхности.

С учетом уравнений (2) и (3) получим

$$\mu \cdot p_z \geq \sqrt{p_z^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta + p_z^2 \frac{\operatorname{tg}^2 \delta}{\cos^2 \beta}}, \quad (6)$$

или

$$\mu \geq \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \frac{\operatorname{tg}^2 \delta}{\cos^2 \beta}} \quad (7)$$

Граница зоны отсутствия упругого скольжения будет определена при

$$\mu = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \frac{\operatorname{tg}^2 \delta}{\cos^2 \beta}}. \quad (8)$$

Выражение (8) преобразуем к виду

$$\mu^2 \cdot \cos^2 \beta = \sin^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \delta, \quad (9)$$

или

$$(\mu^2 - 1) \cos^2 \beta = 1 + \operatorname{tg}^2 \delta \quad (10)$$

Выразим углы β и δ через линейные координаты X и Y (см. рис. 1)

$$\cos \beta = \frac{r_{\text{ст}}}{\sqrt{r_{\text{ст}}^2 + x^2}} = \frac{r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{\sqrt{r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + x^2}}, \quad (11)$$

где $r_{\text{ст}}$ – статический радиус колеса,

$$r_{\text{ст}} = r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}; \quad (12)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{y}{r} = \frac{y \cdot \cos \beta}{r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{y}{\sqrt{r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + x^2}}, \quad (13)$$

Подставляя выражение (11) и (13) в уравнение (10), получим после преобразований

$$x^2 + y^2 = \mu^2 r_{\text{св}}^2 \cdot \cos^2 \frac{\alpha}{2}, \quad (14)$$

Выражение (14) представляет собой уравнение окружности, радиус которой равен

$$R_{\text{зон}} = \mu \cdot r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (15)$$

Сравним между собой габаритные размеры пятна контакта и зоны, в которой отсутствует скольжение элементов шины (рис. 2).

Максимальный продольный габаритный размер пятна контакта колеса с дорогой:

$$2X_{\text{max}} = L_{\text{кт}} = 2r_{\text{св}} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (16)$$

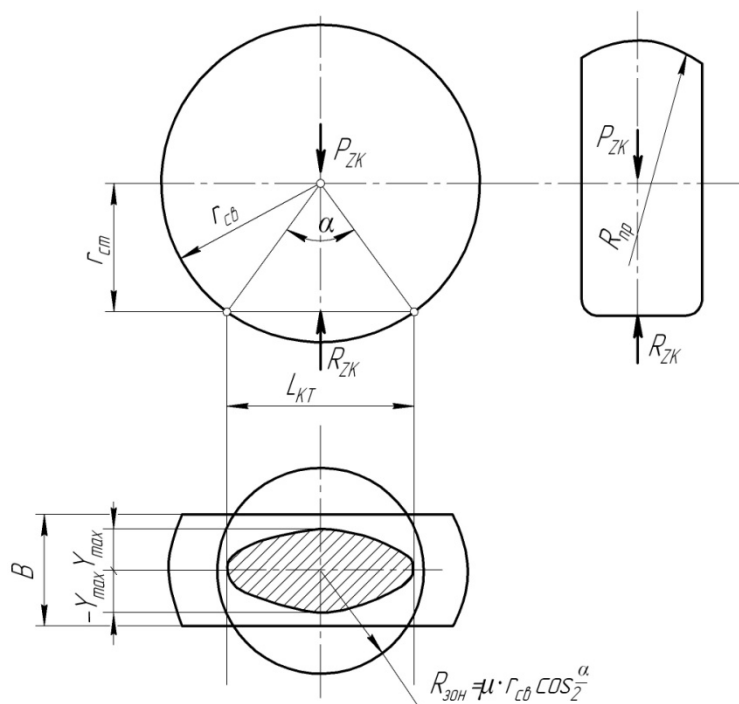


Рис. 2. Габаритные размеры пятна контакта (заштриховано) и зоны отсутствия упругого скольжения (круг радиусом $R_{зон}$)

Максимальный поперечный габаритный размер пятна контакта определим из уравнения (4) при $X = 0$

$$2Y_{max} = \frac{\sqrt{\frac{r_{св}}{R_{пр}} \cdot r_{св}^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2}) \left[2 - \frac{r_{св}}{R_{пр}} (1 - \cos \frac{\alpha}{2}) \right]}}{1 - \frac{r_{св}}{R_{пр}} (1 - \cos \frac{\alpha}{2})} \leq B, \quad (17)$$

Анализируя уравнение (16) и (17), можно сделать вывод о том, что пятно контакта неподвижного колеса автомобиля полностью находится в зоне, в которой отсутствуют упругие деформации элементов шины. Это подтверждают следующие соображения:

$$L_{КТ} < 2R_{зон} \quad (18)$$

или (с учетом соотношений (15) и (16))

$$2r_{св} \sin \frac{\alpha}{2} < 2\mu r_{св} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (19)$$

Из уравнения (19) получим

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} < \mu \quad (20)$$

На сухом асфальтобетоне $\mu \gg \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$.

Аналогичным образом, рассматривая вариант, при котором $2Y_{max} = B$, получим

$$B < 2\mu r_{св} \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (21)$$

что справедливо при реальных значениях B , $r_{св}$ и α .

Таким образом, при отсутствии продольных и поперечных сил в пятне контакта неподвижного колеса с дорогой отсутствует упругое скольжение.

Рассмотрим две элементарные площади контакта шины с дорогой, симметрично расположенные относительно экваториальной плоскости (рис. 3).

Действие на шину неподвижного колеса боковой силы P_y вызывает разгрузку всей площади контакта шины с дорогой, расположенной слева от экваториальной плоскости $(-\frac{\gamma}{2}\langle\delta(0)$, от сил упругости шины, действующих в направлении оси OY (см. рис. 1)

При нахождении элемента шины на пределе скольжения справедливо соотношение

$$p_{\Sigma} = \mu \cdot p_z, \quad (22)$$

где p_{Σ} – суммарное напряжение в плоскости контакта колеса с дорогой.

Максимальное боковое напряжение, которое может выдержать левая площадка (рис. 3) без появления проскальзывания,

$$\Delta p_y = \sqrt{\mu^2 p_z^2 - p_x^2} + p_y, \quad (23)$$

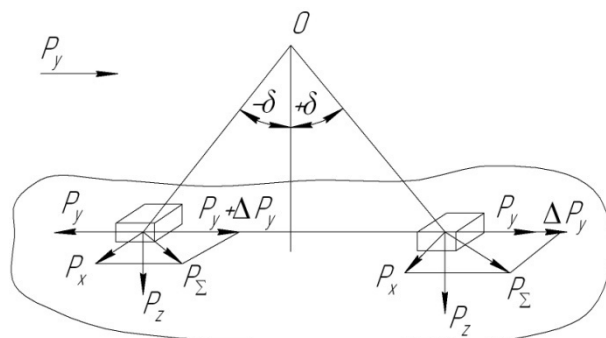


Рис. 3. Схема нагружения элементарных площадок контакта, симметрично расположенных относительно экваториальной плоскости шины

Максимальное боковое напряжение, которое выдержит без проскальзывания правая площадка (рис. 3),

$$\Delta p_y = \sqrt{\mu^2 p_z^2 - p_x^2} - p_y \quad (24)$$

С учетом соотношений (2) и (3) уравнения (23) и (24) примут вид соответственно

$$\Delta p_y = (\sqrt{\mu^2 - \text{tg}^2 \beta} + \frac{\text{tg} \delta}{\cos \beta}) p_z - \text{ для левой площадки; } \quad (25)$$

$$\Delta p_y = (\sqrt{\mu^2 - \text{tg}^2 \beta} - \frac{\text{tg} \delta}{\cos \beta}) p_z - \text{ для правой площадки} \quad (26)$$

Учитывая, что для левой площадки (см. рис. 3) угол $\delta < 0$, выражение (26) является универсальным для левой и правой части пятна контакта шины с дорогой.

Максимальная поперечная сила, которую может выдержать неподвижное колесо:

$$P_{y \max} = \iint_F \Delta p_y dF, \quad (27)$$

где F – площадь пятна контакта колеса с дорогой.

$$dF = dx \cdot dy \quad (28)$$

Выразим величины dx и dy через угловые координаты β и δ (см. рис. 1)

$$x = r_{\text{ст}} \cdot \text{tg} \beta = r_{\text{св}} \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \text{tg} \beta, \quad (29)$$

$$y = r_{\text{ст}} \cdot \text{tg} \delta = r_{\text{св}} \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{\text{tg} \delta}{\cos \beta}, \quad (30)$$

Соответственно

$$dx = r_{\text{св}} \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos^2 \beta} \cdot d\beta, \quad (31)$$

$$dy = r_{\text{св}} \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta \cdot \cos^2 \delta} \cdot d\delta. \quad (32)$$

После подстановки выражений (1), (26), (28), (31), (32) в уравнение (27) получим

$$P_{y \max} = \frac{C_z}{R_{\text{пп}}} r_{\text{св}}^2 (1 - \cos \frac{\alpha}{2}) \frac{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\alpha}{2}}{l - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \frac{(\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1) \frac{d\beta}{\cos^3 \beta}}{\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right|} \times \int_{-\frac{\gamma}{2}}^{+\frac{\gamma}{2}} \left(\frac{\cos \delta}{\cos \frac{\gamma}{2}} - 1 \right) (\sqrt{\mu^2 - \text{tg}^2 \beta} - \frac{\text{tg} \delta}{\cos \beta}) \frac{d\delta}{\cos^2 \delta} \quad (33)$$

В работе [10] определено соотношение (см. рис. 1)

$$\cos \frac{\gamma}{2} = 1 - \frac{r_{\text{св}}}{R_{\text{пп}}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \right) \quad (34)$$

После взятия интеграла по координате $d\delta$ уравнение (33) примет вид

$$P_{y \max} = \frac{C_z}{R_{\text{пп}}} r_{\text{св}}^2 (1 - \cos \frac{\alpha}{2}) \frac{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\alpha}{2}}{l - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\cos^3 \beta (\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right|)} \times \left(\frac{2 \text{tg} \frac{\gamma}{2}}{\cos \beta} + \frac{\sqrt{\mu^2 - \text{tg}^2 \beta}}{\cos \frac{\gamma}{2}} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right| - 2 \sqrt{\mu^2 - \text{tg}^2 \beta} \cdot \text{tg} \frac{\gamma}{2} \right) d\delta \quad (35)$$

Дальнейшее решение уравнения (35) возможно только численными методами.

В уравнении (35) нормальная сила, действующая на колесо:

$$P_{zk} = C_z \cdot r_{\text{св}} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right), \quad (36)$$

Тогда максимальное значение бокового коэффициента сцепления может быть определено как

$$\Phi_{y \max} = \frac{P_{y \max}}{P_{zk}} = \frac{r_{\text{св}}}{R_{\text{пп}}} \frac{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\alpha}{2}}{l - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\cos^3 \beta (\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right|)} \times \left(\frac{2 \text{tg} \frac{\gamma}{2}}{\cos \beta} + \frac{\sqrt{\mu^2 - \text{tg}^2 \beta}}{\cos \frac{\gamma}{2}} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right| - 2 \sqrt{\mu^2 - \text{tg}^2 \beta} \cdot \text{tg} \frac{\gamma}{2} \right) d\delta \quad (37)$$

После подстановки уравнения (34) в выражение (37), численными методами определив интеграл, можно получить значение $\Phi_{y \max}$.

Рассмотрим две элементарные площади контакта шины с дорогой, симметрично расположенные относительно плоскости YOZ (рис. 4). Действие на шину неподвижного колеса продольной силы P_x вызывает разгрузку всей площади контакта колеса с дорогой, расположенной слева от плоскости YOZ, от сил упругости шины, действующих в направлении оси OX.

Максимальное продольное напряжение, которое может выдержать левая площадка (рис. 4) без проявления проскальзывания:

$$\Delta p_x = \sqrt{\mu^2 p_z^2 - p_y^2} + p_x, \quad (38)$$

Максимальное продольное напряжение, которое выдержит без проскальзывания правая площадка (рис. 4):

$$\Delta p_x = \sqrt{\mu^2 p_z^2 - p_y^2} - p_x, \quad (39)$$

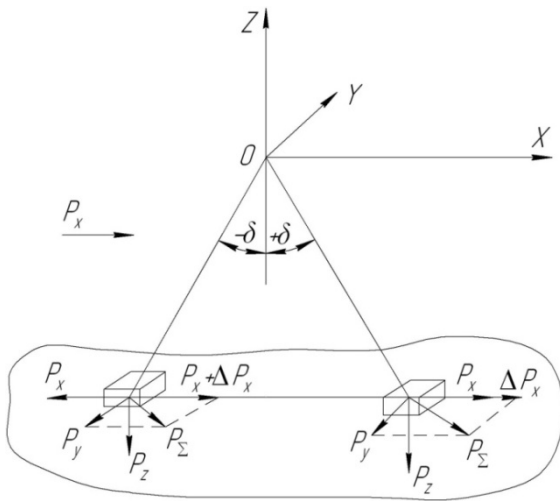


Рис. 4. Схема нагружения элементарных площадок контакта, симметрично расположенных относительно плоскости YOZ

С учетом соотношений (2) и (3) уравнения (38) и (39) примут вид соответственно

$$\Delta p_x = p_z \left(\sqrt{\mu^2 - \frac{\text{tg}^2 \delta}{\cos^2 \beta}} + \text{tg} \beta \right) \quad (40)$$

и

$$\Delta p_x = p_z \left(\sqrt{\mu^2 - \frac{\text{tg}^2 \delta}{\cos^2 \beta}} - \text{tg} \beta \right) \quad (41)$$

В уравнении (40) угол $\beta < 0$. Поэтому уравнение (41) с учетом изменений знака угла β является универсальным.

Максимальная продольная сила, которую может выдержать неподвижное колесо автомобиля (условно заторможенное от вращения):

$$P_{x\text{max}} = \iint_F \Delta p_x dF, \quad (42)$$

Уравнение (42) с учетом соотношений (1), (41), (28), (31) и (32) примет следующий вид:

$$P_{x\text{max}} = \frac{C_z}{R_{\text{np}}} r_{\text{св}}^2 (1 - \cos \frac{\alpha}{2}) \frac{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\alpha}{2}}{l - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \frac{(\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1) \frac{d\beta}{\cos^3 \beta}}{\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right|} \times \int_{-\frac{\gamma}{2}}^{+\frac{\gamma}{2}} \frac{(\frac{\cos \delta}{\cos \frac{\gamma}{2}} - 1) (\sqrt{\mu^2 - \frac{\text{tg}^2 \beta}{\cos^2 \delta}} - \text{tg} \beta) \frac{d\delta}{\cos^2 \delta}}{\cos^2 \delta} \quad (43)$$

Максимальное значение продольного коэффициента сцепления неподвижного колеса с дорогой (с учетом (36)).

$$\varphi_{x \max} = \frac{r_{\text{св}}}{R_{\text{пр}}} \frac{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\alpha}{2}}{l - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\gamma - \cos \frac{\gamma}{2} \ln \left| \frac{l + \sin \frac{\gamma}{2}}{l - \sin \frac{\gamma}{2}} \right|} \times$$

$$\times \int_{-\frac{\gamma}{2}}^{+\frac{\gamma}{2}} \left(\frac{\cos \delta}{\cos \frac{\gamma}{2}} - 1 \right) \left(\sqrt{\mu^2 - \frac{\text{tg}^2 \beta}{\cos^2 \delta}} - \text{tg} \beta \right) \frac{d\delta}{\cos^2 \delta} \quad (44)$$

В результате проведенного исследования получена пространственная модель контакта неподвижного колеса с дорогой, позволяющая определить максимальное значение продольного и поперечного коэффициентов сцепления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз [и др.] ; под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976.– 238 с.
2. Иларионов, В. А. Коэффициент сцепления шин с дорогой и безопасность движения / В. А. Иларионов, И. К. Пчелин, Е. И. Калинин. – М.: Изд-во МАДИ, 1989. – 77 с.
3. Петров, М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М. А. Петров. – Омск : Западно-Сибирское книжное издательство, 1973. – 224 с.
4. Назарько, О. О. Удосконалення методів оцінки стійкості легкових автомобілів в тяговому режимі руху: автореф. дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук: спец 05.22.20 експлуатація та ремонт засобів транспорту / О. О. Назарько. – Харьков, 2013. – 20 с.
5. Оценка устойчивости неподвижного автомобильного колеса против бокового скольжения / У. А. Абдулгасис, А. У. Абдулгасис, М. А. Подригало, Д. М. Клец, О. А. Назарько // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2012. – № 27. – С. 53–59.
6. Подригало, М. А. Оценка устойчивости ведущего колеса против бокового скольжения / М. А. Подригало, Д. М. Клец, О. А. Назарько // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – 2012. – № 2. – С. 138–143.
7. Подригало, М. А. Определение зависимости коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью от кинематического параметра колеса / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2014. – № 43. – С. 18–21.
8. Абдулгасис, А. У. Моделирование контакта пневматической шины с дорогой / А. У. Абдулгасис, С. А. Феватов // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2012. – № 36. – С. 9–16.
9. Федосов, А. С. Модель стационарного плоского движения колеса / А. С. Федосов // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Вып. 9 – Харьков: ХНАДУ, 2002. – С. 122–126.
10. Абдулгасис, А. У. Пространственная модель контакта с дорогой неподвижного колеса автомобиля / А. У. Абдулгасис // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – № 1(49). – 2015. – С. 9–16.

УДК 629.1.07

*Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, А. П. Федин, Т. А. Голубева***О РАЗНЫХ ТРАКТОВКАХ ПОНЯТИЯ
КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ ШИНЫ С ДОРОГОЙ*****Волгоградский государственный технический университет**

(balakina@vstu.ru)

В статье рассмотрены основные трактовки понятия коэффициента сцепления шины с дорогой. Сделаны выводы о необходимости уточнения этого понятия и введения дополнительного коэффициента, показывающего при каждом значении коэффициента продольного скольжения колеса отношение площади участка с трением скольжения в пятне контакта к общей площади пятна контакта колеса с дорогой.

Ключевые слова: колесо, пятно контакта, коэффициент сцепления.

Article deals the main interpretations concept of the coefficient of friction tire with road. The conclusions about the need to clarify this concept and the introduction of an additional coefficient indicating the ratio of a longitudinal wheel slip ratio of the area together with sliding in the contact patch to the total area of the contact patch of the wheel with the road.

Keywords: wheel, contact area, coefficient of adhesion.

Как известно, устойчивость движения транспортных средств зависит от большого числа разнородных факторов и параметров: коэффициента сцепления [1–38] колес машины с опорной поверхностью; коэффициента продольного скольжения [9 и др.] колес; конструктивных особенностей подвески и рулевого управления и их технического состояния; характера трения в пятне контакта колеса с поверхностью дороги; направления и величин сил, действующих на колесо.

Несмотря на большое количество существующих исследовательских работ наименее изученным вопросом из указанной области в настоящее время является процесс изменения коэффициента сцепления при одновременном воздействии на колесо тормозного (крутящего) момента и продольных и поперечных сил.

В литературных источниках приводится несколько различная трактовка понятия коэффициента сцепления. ГОСТ 17697–72 определяет коэффициент сцепления как отношение результирующей реакции в опорной плоскости к соответствующему значению нормальной реакции при данном значении коэффициента продольного скольжения [9], т. е. термин «коэффициент сцепления» применим ко всему диапазону изменения коэффициента продольного скольжения колеса s . В работе [23] Г.А. Смирнов пишет: «Отношение силы сцепления к нормальной нагрузке назовем коэффициентом сцепления» и далее приводит вид $\varphi - s$ -диаграммы. В. А. Иларионов также в своих работах [14, 15] показывает зависимости $\varphi - s$. Такого же мнения придерживается и В. А. Петрушов [18], который отношение продольной реакции к нагрузке, приходящейся на колесо, называет коэффициентом сцепления во всем диапазоне изменения коэффициентов скольжения (буксования). Я. Е. Фаробин и А. С. Литвинов в работе [16] хотя и называют коэффициентом сцепления отношение максимальной продольной реакции к нормальной реакции, при этом показывают зависимость коэффициента сцепления от коэффициента продольного скольжения колеса s . В машиностроительной энциклопедии [17] приведены зависимости коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью от коэффициента продольного скольжения колеса. В. Л. Бидерман [7] рассматривает коэффициент сцепления как отношение тормозного усилия к нормальной нагрузке колеса. О. Б. Третьяков [27, 28] определяет коэффициент сцепления как отношение силы сцепления колеса с дорогой к нагрузке на колесо. У Б. С. Фалькевича [29] несмотря на то, что коэффициент сцепления определяется как отношение максимальной равнодействующей проекций элементарных касательных реакций на направление движения колеса X_{\max} к равнодействующей проекций элементарных нормальных реакций Z на направление, перпендикулярное к направлению движения, при этом дается график изменения коэффициента сцепления в зависимости от интен-

© Балакина Е. В., Зотов Н. М., Федин А. П., Голубева Т. А., 2015

* Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований. Проект № 14-08-00042 «Развитие исследования и моделирования взаимосвязанных явлений в контакте эластичного колеса с твердой опорой в новом представлении».

сивности скольжения, т. е. автор понимает коэффициент сцепления также как отношение $\frac{X}{Z}$ во всем диапазоне изменения коэффициента продольного скольжения колеса. Он отмечает, что максимальный коэффициент сцепления соответствует частичному скольжению, равному $s=20...30\%$. При полном скольжении ($s=100\%$) коэффициент сцепления уменьшается на $10...25\%$ [29]. В справочнике [1], хотя коэффициент сцепления и определяется как коэффициент трения покоя в зоне контакта шины с дорогой, также приводится зависимость коэффициента сцепления от скольжения колес. Коэффициент сцепления при заблокированных колесах здесь называется коэффициентом трения скольжения. В этом источнике приводятся сведения о том, что максимальный коэффициент сцепления соответствует $s=20\%$, а также о том, что специальные резиновые составы, используемые в шинах гоночных автомобилей, позволяют обеспечить коэффициент сцепления до 1,8 [1].

Автор А. И. Гришкевич [10] называет отношение продольной реакции к нормальной (при торможении) коэффициентом продольной силы колеса, а его максимальное значение – максимальным коэффициентом сцепления. Он приводит зависимости коэффициента продольной силы колеса от коэффициента скольжения, из которых следует, что максимальные значения коэффициента продольной силы колеса соответствуют коэффициентам скольжения: для сухого бетона $s=30\%$; для мокрого бетона $s=20\%$.

Автор В. П. Тарасик [25] называет отношение $\frac{R_x}{R_z}$ удельной продольной реакцией;

$\frac{R_{x\max}}{R_z} = \varphi_{\max}$ – максимальным коэффициентом продольного сцепления; $\frac{R_x}{R_z} = \varphi_x$ при $s=100\%$ –

коэффициентом трения скольжения. При этом он отмечает, что в теории автомобиля $\frac{R_x}{R_z} = \varphi_x$ принято называть коэффициентом сцепления.

В литературных источниках, не связанных с теорией автомобиля [22] и [26], коэффициентом сцепления называется отношение неполной силы трения покоя к нормальной составляющей внешних сил, действующих на поверхности трения.

Авторы предлагают общее понятие коэффициента сцепления определять как в источнике [9], а именно: *коэффициент сцепления – отношение результирующей реакции в опорной плоскости к соответствующему значению нормальной реакции при данном значении коэффициента продольного скольжения*, т. е. во всем диапазоне изменения $s=0...100\%$. При $s=100\%$ коэффициент сцепления равен коэффициенту трения скольжения. Следует разграничивать понятия коэффициентов сцепления в продольном и поперечном направлениях. При отсутствии боковой силы колеса коэффициент сцепления и коэффициент сцепления в продольном направлении равны. При наличии же боковой силы появляется коэффициент сцепления в поперечном направлении, а коэффициент сцепления в продольном направлении уменьшается, при этом их геометрическая сумма равна коэффициенту сцепления [3, 4, 11, 12, 13, 30]. Величины коэффициентов сцепления в продольном и поперечном направлениях определяются соответствующими долями, реализуемыми участками трения покоя и скольжения в пятне контакта колеса с дорогой [2, 31, 32, 38], так как при отсутствии бокового скольжения колеса зона трения скольжения воспринимает продольную нагрузку и реализует часть продольной реакции опорной поверхности, а зона трения покоя воспринимает продольную и боковую нагрузки и реализует как часть продольной, так и всю боковую реакцию пятна контакта.

Отдельной задачей, требующей решения, является уточнение понятия «коэффициент продольного скольжения колеса» [9]. Все авторы подразумевают его следующим образом:

$$s = \left| \frac{V_a - \omega \cdot R_d}{V_a} \right|,$$

где V_a – продольная составляющая поступательной скорости оси колеса; ω – угловая скорость вращения колеса; R_d – динамический радиус колеса.

Он изменяется от 0 до 1, также может выражаться в процентах. Когда он равен нулю, то споров не вызывает, что речь идет только о качении, без продольного проскальзывания. Когда он равен 1, то тоже нет вопросов – речь идет о заблокированном колесе (юз). Но его промежуточные значения имеют только смысл указанного отношения, и по ним нельзя судить о доли площади скольжения в общей площади пятна контакта. Следовательно, понятие величины S как «коэффициента продольного скольжения колеса» не является корректным. Требуется уточнение этого понятия и введение дополнительного коэффициента, показывающего при каждом s отношение площади участка с трением скольжения в пятне контакта к общей площади пятна контакта колеса с дорогой.

Колесо участвует в существенно нестационарных процессах во время функционирования электронных систем активной безопасности автомобиля. Для совершенствования автоматического управления естественно, что должны уточняться ранее существующие понятия и создаваться новые, позволяющие словесно описывать состояние, режим движения колеса, его взаимосвязь с окружающей средой, включая поверхность дорожного покрытия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.
2. Балакина, Е. В. Определение взаимного расположения сил, реакций и зон трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой поверхностью / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов // Трение и износ. – 2015. – Т. 36, № 1. – С. 36–40.
3. Балакина, Е. В. Расчет $\varphi-s$ -диаграмм на основе обобщения результатов зарубежных экспериментов / Е. В. Балакина // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 6. – С. 18–19.
4. Балакина, Е. В. Устойчивость движения колесных машин / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов ; ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – 464 с.
5. Балакина, Е. В. Улучшение устойчивости движения колесной машины на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси: монография / Е. В. Балакина. – Saarbrücken (Germany): LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 467 с.
6. Барашков, А. А. Расчет $\varphi-s$ -диаграмм для шипованных шин на основе обобщения результатов экспериментов / А. А. Барашков, Е. В. Балакина, С. Р. Кристальный, Н. В. Попов, В. А. Фомичев // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 9. – С. 21–23.
7. Бидерман, В. Л. Автомобильные шины / В. Л. Бидерман. – М.: Госхимиздат, 1963. – 383 с.
8. Бухин, Б. Л. Введение в механику пневматических шин / Б. Л. Бухин. – М.: Химия, 1988. – 223 с.
9. ГОСТ 17697–72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – М.: Стандартиформ, 1973. – 23 с.
10. Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория: учебник для втузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Высшая школа, 1986. – 208 с.
11. Зотов, Н. М. Определение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью. Ч. 1 / Н. М. Зотов, Е. В. Балакина, А. П. Федин // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 8. – М: Машиностроение. – С. 26–28.
12. Зотов, Н. М. Определение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью. Ч. 2 / Н. М. Зотов, Е. В. Балакина, А. П. Федин // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 9. – М: Машиностроение. – С. 20–21.
13. Зотов, Н. М. Применение $\varphi-s_x$ номограммы при расчете динамики затормаживаемого колеса / Н. М. Зотов, Е. В. Балакина // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. – № 2. – РАН. – С. 103–109.
14. Иларионов, В. А. О траектории движения тормозящего колеса / В. А. Иларионов [и др.] // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение. – 1976. – № 8. – С. 14–16.
15. Иларионов, В. А. Торможение автомобиля при переменном коэффициенте сцепления // Исследование рабочих процессов агрегатов автомобилей: Труды МАДИ. Выпуск 29. – М.: Изд-во МАДИ, 1970. – С. 18–22.
16. Литвинов, А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: учебник для втузов / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
17. Машиностроение. Энциклопедия: В 40 т. Т. IV-15. Колесные и гусеничные машины / Под ред. В. Ф. Платонова, К. С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1997. – 688 с.
18. Петрушов, В. А. Сопrotивление качению автомобилей и автопоездов / В. А. Петрушов, С. А. Шуклин, В. В. Московкин. – М.: Машиностроение, 1975. – 224 с.
19. Проблемы моделирования динамических процессов в реальном времени (на примере тормозной динамики автомобиля) / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, В. М. Зотов, И. А. Платонов, А. П. Федин; под ред. С. В. Бахмутова. – Москва: «Машиностроение», 2013. – 300 с.
20. Ракляр, А. М. Исследование $\varphi-S$ диаграмм дорог автополигона: дис. ... канд. техн. наук / А. М. Ракляр. – М., 1978. – 254 с.
21. Ревин, А. А. Теория эксплуатационных свойств автомобиля с АБС в режиме торможения / А. А. Ревин ; ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 371 с.
22. Словарь-справочник по трению, износу и смазке деталей машин / В. Д. Зозуля, Е. Л. Шведков, Д. Я. Ровинский, Э. Д. Браун. АН УССР. Ин-т проблем материаловедения. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. Думка, 1990. – 264 с.
23. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990.
24. Соцков, Д. А. Повышение активной безопасности автотранспортных средств при торможении: дис. ... д-ра техн. наук / Д. А. Соцков. – Владимир, 1988. – 547 с.
25. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
26. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2 книгах / Под ред. Крагельского И. В. и Алисина В. В. – М.: Машиностроение, 1979.

27. Третьяков, О. Б. Автомобильные шины. Конструкция, механика, свойства, эксплуатация / О. Б. Третьяков [и др.]. – М.: КолосС, Химия, 2007. – 432 с.
28. Третьяков, О. Б. Трение и износ шин / О. Б. Третьяков [и др.]. – М.: Химия, 1992. – 176 с.
29. Фалькевич, Б. С. Теория автомобиля / Б. С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
30. Zotov, H. M. Using the $\varphi - s_x$ Nomogram in Calculating the Dynamics of a Braked Wheel / H. M. Zotov, E. V. Balakina // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2007. – Vol. 36, No. 2. – С.193-198. – Англ.
31. Balakina, E.V. Azones of Static and Slip Friction in the Patch of Contact of a Vehicle Tire with Solid Bearing Surface / E.V. Balakina, N.M. Zotov, A.P. Fedin // World Applied Sciences Journal. - 2013. - Vol. 27, No. 4. - С. 428-431.
32. Balakina E.V. Determination of the Mutual Arrangement of Forces, Reactions, and Friction Zones in the Contact Zone of an Elastic Wheel with a Solid Surface / E.V. Balakina, N.M. Zotov // Journal of Friction and Wear. – 2015. - Vol. 36, No. 1, pp. 29–32 <http://link.springer.com/article/10.3103/S106836661501002X>
33. Bakker E., Pacejka H.B. The magic formula tyre model // Proc. 1st. Colloq. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Delft, 1991. Amsterdam: Swits and Zeitlinger, 1993. p. 1-18.
34. Burckhardt M. Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme / M. Burckhardt. — Würzburg: Vogel, 1993. — 432 s.
35. Carlos Canudas-de-Wit. Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction / Carlos Canudas-de-Wit, Panagiotis Tsiotras, Efsthios Velenis, Michel Basset and Gerard Gissinger // Vehicle System Dynamics. – 2002. – Vol. 39(3). – P.189–226.
36. Hans B. Pacejka. Tire and Vehicle Dynamics. – Published by Elsevier Ltd, USA, 2012.
37. Mark Denny. The dynamics of antilock brake systems / Mark Denny // European Journal of Physics. – 2005. – Vol. 26, №6. – P. 1007–1016.
38. The solution of theoretical and experimental work on the determination of the coefficients of the elastic stiffness of the wheel linear and angular coordinates / E.V. Balakina, N.M. Zotov, D.A. Maruhin, A.P. Fedin // Australian Journal of Scientific Research. - 2014. - No. 1 (5), January-June, vol. IV. - С. 614-624.

УДК 629.113

В. Г. Дыгало, В. В. Котов, Г. В. Бойко, Л. В. Дыгало, А. А. Ревин

**КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕСТАБИЛЬНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК
ЭЛЕМЕНТОВ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ,
ВОЗНИКАЮЩИХ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Волгоградский государственный технический университет

(tera@vstu.ru)

В статье обоснованы необходимость и возможность комплексной оценки влияния неустойчивости характеристик элементов тормозного механизма колес автомобиля, возникающих в процессе эксплуатации, на качество отработки команд управления.

Ключевые слова: процесс торможения, неустойчивость характеристик, автомобиль, автоматизированная тормозная система.

The paper substantiates the necessity and possibility of a comprehensive assessment of the impact of the instability characteristics of elements brake the wheels of the car resulting in service quality mining control command.

Keywords: the process of braking, instability characteristics of the car, automatic braking system.

В процессе эксплуатации автомобиля с антиблокировочной тормозной системой неизбежно изменение технического состояния элементов тормозной системы. Возникающие при этом неисправности приводят к ухудшению тормозных свойств автомобиля, выражающемуся в непропорциональном снижении эффективности торможения. Поэтому очень важно выделить неисправности, вызванные неустойчивостью характеристик элементов тормозного механизма и оказывающие критическое влияние на работу АБС и тормозной системы в целом, возникающее в процессе эксплуатации, обусловленное работой автоматизированной тормозной системой. При этом следует учитывать, что выход из строя или нарушение работоспособности некоторых элементов АБС, колесного тормозного механизма или привода может вызвать состояние, при котором автоматизированная тормозная система перестает оказывать влияние на процесс затормаживания колес, что может привести к трагическим последствиям. Это обстоятельство, прежде всего, обусловлено тем, что основным типом современных АБС является автоматическая система экстремального типа, обеспечивающая самонастраивание на оптимальное значение проскальзывания колеса при постоянно изменяющихся условиях сцепления. Таким образом, в силу принципиального отличия рабочего процесса затормаживания колес автомобиля от традиционного торможения юзом, одни неисправности могут многократно увеличивать свое воздействие на процесс, а другие наоборот, снижать свое значение.

Предварительно проведен анализ и построена структурно-следственная схема для диагностирования тормозного механизма автомобиля с пневматической тормозной системой, оснащенной АБС, охватывающая основные причины неисправностей в тормозном механизме.



Рис. 1. Структурно-следственная схема для диагностирования тормозного механизма автомобиля с пневматической тормозной системой, оснащенной АБС

Для гидравлической тормозной системы при рассмотрении данных вопросов необходимо дополнительно учитывать влияние и изменение параметров рабочего тела в эксплуатации. Кроме того, известно, что тормозная жидкость влияет на работоспособность манжет и уплотнительных соединений.

Также в процессе эксплуатации непосредственно в тормозном механизме оказывают влияние следующие факторы:

- Биение поверхности тормозного диска, возникающее при некорректном монтаже как нового диска, так и бывшего в эксплуатации.
- Изменение массы тормозной накладки вследствие ее износа. При достижении размеров накладки, предельных по минимальной толщине, увеличивается рабочий объем тормозного цилиндра, а его поршень часто имеет повышенное сопротивление при перемещении.
- Изменение зазоров в системе «колодка–диск» вследствие как естественного износа, так и погрешностей при операциях по обслуживанию механизма.
- Применение практически всеми производителями транспортных средств пластичных смазок в тормозных механизмах (предотвращение скрипа, «прикипания» и т. п.). На практике при обслуживании тормозной системы требования по применимости пластичных смазок грубо нарушаются.

Указанные факторы вносят свои коррективы в работу автоматизированной тормозной системы, и это необходимо учитывать, как в процессе проектирования системы, так и в процессе эксплуатации.

Для примера рассмотрим элементы тормозного механизма и произведем предварительный расчет средствами математического моделирования в конечноэлементном пакете.

Элементы тормозного механизма, выполненные средствами 3D моделирования, представлены на рис. 2–3. Результаты расчета иллюстрируются на рис. 4–8.

Изменение параметров суппорта мало влияет в процессе эксплуатации, а изменение параметров тормозной колодки влияет намного сильнее на протекание рабочего процесса.

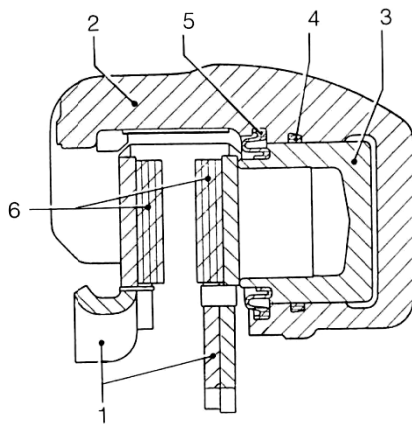


Рис. 2. Детали стандартного, однопоршневого тормозного суппорта:
1 – крепление суппорта; 2 – суппорт; 3 – тормозной поршень; 4 – уплотнительная прокладка; 5 – уплотнительная манжета; 6 – тормозные колодки

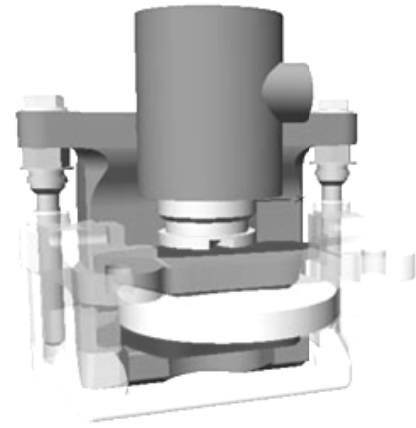


Рис. 3. 3D сборка тормозного суппорта

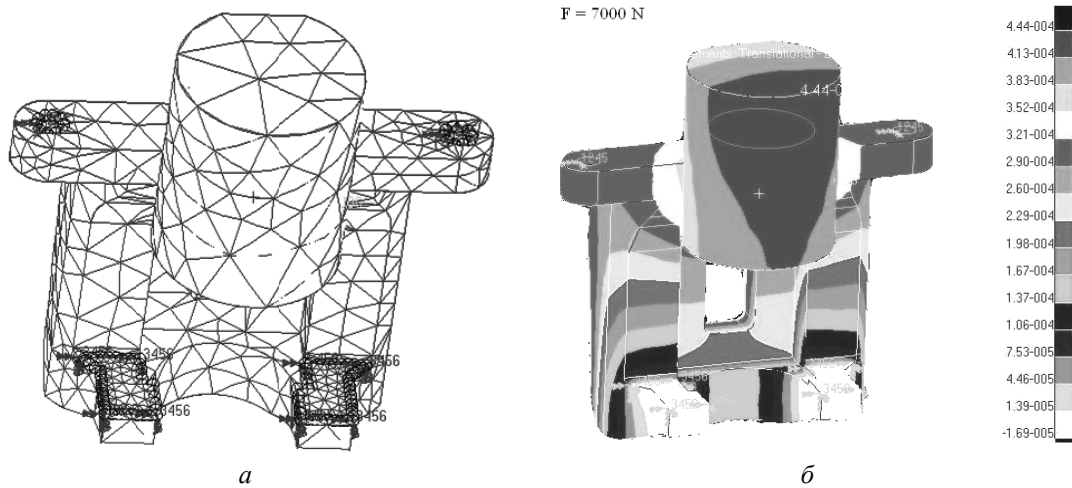


Рис. 4. Конечноэлементная модель суппорта:
а – модель; б – результаты анализа

На рис. 5–7 представлены результаты конечноэлементного расчета тормозной колодки, из которых явно прослеживается отклонение в распределении усилий, а соответственно и причина периодической неадекватной работы автоматизированной системы.

Так, например вышеописанная погрешность установки колодки, как и нарушение технологии обслуживания механизма, негативно влияют на работоспособность тормозного механизма, что привнесит негативные коррективы в работу автоматизированной системы и сбоям в работе, поскольку механизм не полностью обрабатывает команды, поданные автоматизированной системой.

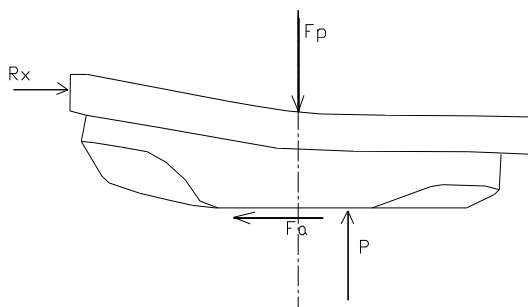


Рис. 5. Схема нагружения тормозной колодки

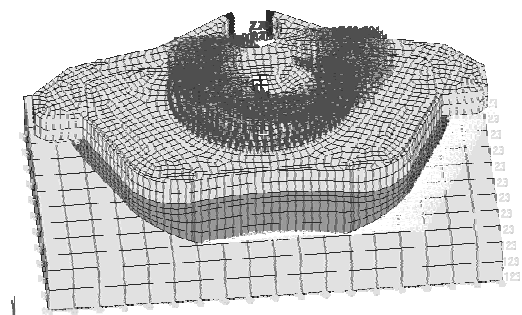


Рис. 6. Конечноэлементная модель тормозной колодки

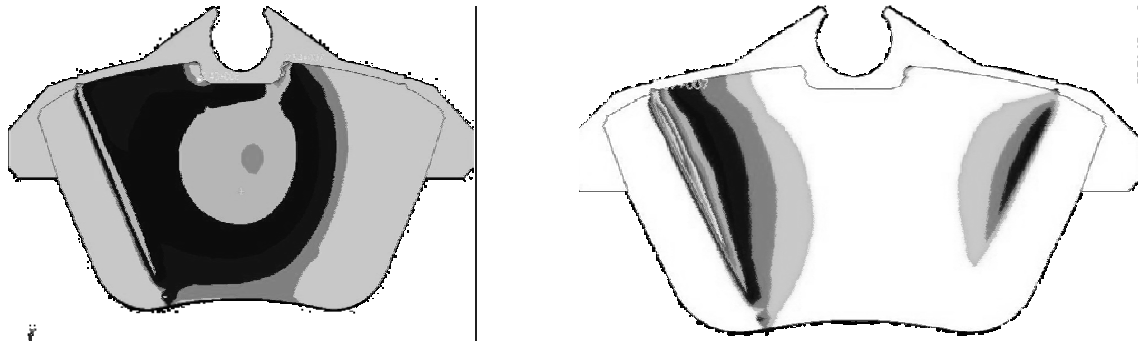


Рис. 7. Результаты расчета конечноэлементной модели тормозной колодки

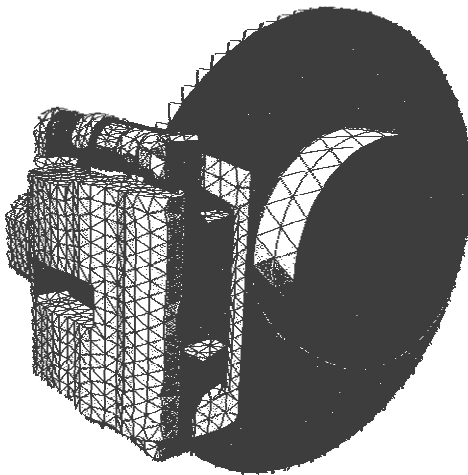


Рис. 8. Конечноэлементная модель колесного тормоза

Более глубокий анализ оценки влияния нестабильности характеристик элементов тормозного механизма колеса автомобиля в процессе эксплуатации возможен с применением более полных конечноэлементных моделей (рис. 8). Это даст возможность в том числе совершенствовать математический аппарат [6], применяемый [1–5] при виртуально-физическом моделировании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дыгало, В. Г. Альтернативные (виртуально-физические) испытания автоматизированных тормозных систем колесных машин / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Технология колесных и гусеничных машин. – 2015. – № 1. – С. 37–43.
2. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в V-цикле при проектировании систем активной безопасности / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 35–38.
3. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 316 с.
4. Дыгало, В. Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств : монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин. – М. : Машиностроение, 2012. – 387 с.
5. Верификация результатов моделирования тормозной динамики автомобиля с пневматической АБС / В. Г. Дыгало, В. В. Котов, Л. В. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 19 (146) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 9). – С. 16–20.
6. Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2014618925 от 20 сентября 2014 г. РФ, МПК (нет). Расчет параметров движения колеса в режиме торможения (Колесо) / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин; ВолгГТУ. – 2014.

УДК 629.113-592.2

Р. Е. Железнов, Е. И. Железнов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ
МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ РАЗГОНЕ

Волгоградский государственный технический университет

(DrSpeer@mail.ru)

В статье описана математическая модель динамического взаимодействия звеньев малотоннажного автопоезда (МАП) при разгоне. Учтены влияние вертикальных и продольных угловых колебаний подрессоренных масс звеньев, инерции вращающихся масс на величину касательных реакций на колесах ведущих осей тягача и возможность их блокировки, нелинейность характеристик сцепного устройства (СУ). Процесс разгона разбит на несколько характерных этапов, количество которых зависит от конструктивных особенностей СУ. В качестве оценочных показателей приняты: максимальная величина и среднее квадратическое отклонение усилия в сцепке, и максимальная величина деформации упругого элемента. Для решения уравнений математической модели составлена программа, алгоритм которой позволяет на каждом шаге интегрирования проводить проверку блокирования колес тягача и в зависимости от этого по соответствующим уравнениям и формулам определять значения силовых и кинематических параметров АП в процессе разгона. Проведенные расчеты показали, что на величину усилия в сцепке при разгоне значительное влияние оказывают коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{вр}$ и компоновочная схема тягача. С увеличением $\delta_{вр}$ разгон тягача проходит более плавно и величина нагрузок в СУ снижается.

Ключевые слова: малотоннажный автопоезд, тягач, сцепное устройство.

The article describes the mathematical model of the dynamic interaction of the low-tonnage road train (LTRT) links during acceleration. The influence of vertical and longitudinal angular vibrations of the sprung masses of the links, the inertia of the rotating masses on the value of the tangential reaction on the wheels of the driving axles of the tractor and the possibility of their blocking and the nonlinear characteristics of the coupling devices (CD) was considered. The process of acceleration is divided into several characteristic stages, the number of which depends on the design features of the CD. As performance indicators are adopted: the maximum value and RMS deviation of forces in the coupling, and the maximum amount of deformation of the elastic element. To solve equations of the mathematical model the program was compiled, the algorithm of that program allows the checking the blocking of the wheels of the tractor and depending on this determine the values of power and kinematic parameters of the LTRT during acceleration on the corresponding equations and formulas at each integration step. The calculations showed that the amount of force in the coupling during acceleration is significantly influenced by factor of the rotating masses δ_{rot} and layout scheme of the tractor. With increasing δ_{rot} acceleration of the tractor runs more smoothly and loads in CD is reduced.

Keywords: low-tonnage road train, trailer, tractor, coupling device.

Как известно [1], динамический характер взаимодействия звеньев автопоезда (АП) наиболее отчетливо проявляется на неустановившихся режимах движения, таких как разгон, включая трогание с места, и торможение.

С целью изучения особенностей взаимодействия звеньев малотоннажного АП при разгоне разработана математическая модель, в основу которой положена модель АП, описанная в работе [2]. Не останавливаясь подробно на уже известных положениях, рассмотрим характерные особенности данной математической модели, расчетная схема которой показана на рис. 1.

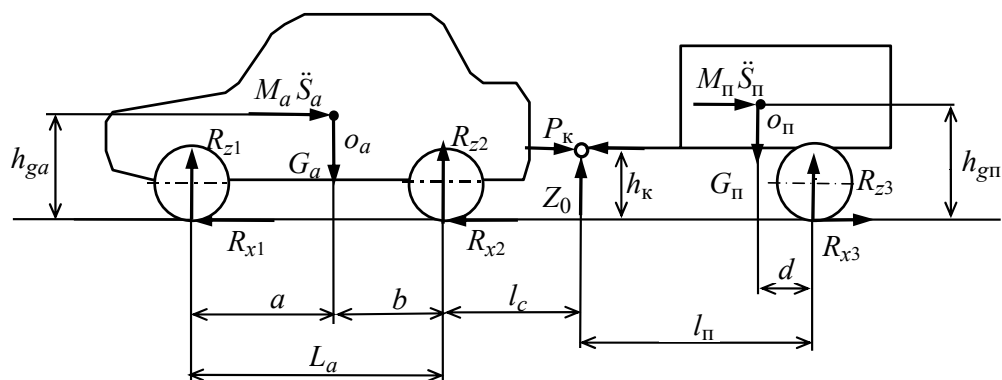


Рис. 1. Расчетная схема малотоннажного автопоезда

Общие уравнения, описывающие прямолинейное движение центров масс звеньев и колебания, подрессоренных и неподрессоренных частей, составленные с использованием уравнения Лагранжа II-го рода, имеют вид

$$\begin{aligned} M_a \delta_{\text{впр}} \ddot{S}_a &= R_{x1} + R_{x2} - P_k; \\ M_n \ddot{S}_n &= P_k - R_{x3}; \\ M_{\text{ан}} \ddot{z}_a + k_1 \dot{z}_1 + k_2 \dot{z}_2 + c_1 z_1 + c_2 z_2 &= Z_0; \\ M_{\text{нн}} \ddot{z}_n + k_3 \dot{z}_3 + c_3 z_3 &= -Z_0; \\ J_{\text{ан}} \ddot{\alpha}_a - a k_1 \dot{z}_1 + b k_2 \dot{z}_2 - a c_1 z_1 + b c_2 z_2 &= (R_{x1} + R_{x2}) h_{ga} + \\ &+ P_k (h_{ga} - h_k) - Z_0 (b + l_c); \\ J_{\text{нн}} \ddot{\alpha}_n + k_3 d \dot{z}_3 + c_3 d z_3 &= R_{x3} h_{gn} - P_k (h_{gn} - h_k) - Z_0 (l_n - d); \\ m_1 \ddot{\xi}_1 - k_1 \dot{z}_1 + k_{\text{ш1}} \dot{\xi}_1 - c_1 z_1 + c_{\text{ш1}} \xi_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{\xi}_2 - k_2 \dot{z}_2 + k_{\text{ш2}} \dot{\xi}_2 - c_2 z_2 + c_{\text{ш2}} \xi_2 &= 0; \\ m_3 \ddot{\xi}_3 - k_3 \dot{z}_3 + k_{\text{ш3}} \dot{\xi}_3 - c_3 z_3 + c_{\text{ш3}} \xi_3 &= 0, \end{aligned}$$

где $M_a, M_n, M_{\text{ан}}, m_i$ – массы звеньев АП и их подрессоренных и неподрессоренных частей; $J_{\text{ан}}, J_{\text{нн}}$ – моменты инерции подрессоренных масс звеньев; $c_i, c_{\text{ш}i}, k_i, k_{\text{ш}i}$ – коэффициенты жесткости и демпфирования в подвеске и шинах; $a, b, h_{ga}, h_{gn}, h_{kn}, l_n, d$ – геометрические параметры звеньев; $\delta_{\text{впр}}$ – коэффициент учета вращающихся масс тягача; R_{xi} – суммарные касательные реакции, действующие на колеса звеньев АП; P_k, Z_0 – продольная и вертикальная составляющие усилия в сцепке; S_a, S_n – пути, проходимые центрами масс звеньев АП; z_a, z_n, ξ_i – вертикальные перемещения центров подрессоренных и неподрессоренных масс; α_a, α_n – углы дифферента подрессоренных масс.

Касательные R_{xi} и нормальные R_{zi} реакции на колесах осей АП:

$$\begin{aligned} R_{x1,2} &= \Sigma P_{\tau1,2} \kappa_{\psi1,2} - P_{\psi1,2}; \quad R_{x3} = P_{\psi3}; \\ R_{zi} &= R_{zicr} + k_{\text{ш}i} \dot{\xi}_i + c_{\text{ш}i} \xi_i, \end{aligned}$$

где $P_{\tau1,2}$ – сила тяги на колесах ведущих осей тягача; $P_{\psi i}$ – сила сопротивления дороги; ψ – коэффициент сопротивления дороги; R_{zicr} – нормальные реакции на осях звеньев в статическом состоянии [2]; $\kappa_{\psi1,2}$ – коэффициент, учитывающий распределение силы тяги между осями тягача.

Величину продольной составляющей P_k усилия в сцепке выразим через характеристики СУ $c_{\text{сц}}, \eta_{\text{сц}}, F_{\text{сц}}$ и деформацию S_x упругого элемента

$$P_k = c_{\text{сц}} S_x + \eta_{\text{сц}} \dot{S}_x + F_{\text{сц}} \text{sign} \dot{S}_x,$$

где $F_{\text{сц}}$ – кулоново трение в сцепке.

Упругую характеристику СУ представим в виде

$$c_{\text{сц}} = c_{\text{сц}0} \pm \sum \beta S_x^n,$$

где $c_{\text{сц}0}$ – начальная жесткость упругого элемента; β, n – эмпирические коэффициенты, характеризующие нелинейность упругой характеристики.

В случае «пробоя» сцепки или применения на тягаче жесткого СУ, например, «шарового» типа величина коэффициента $c_{\text{сц}}$ определяется продольной жесткостью шасси АП.

Вертикальная составляющая усилия в сцепке

$$Z_b = Z_{\text{ст}} + Z_0,$$

где $Z_{\text{ст}}, Z_0$ – статическая и динамическая составляющие усилия Z_b .

$$Z_{\text{ст}} = M_n g d / l_n;$$

$$\begin{aligned} Z_0 &= \frac{1}{(l_n - d)} [R_{x3} h_{gn} + P_k (h_{gn} - h_k) - J_{\text{упн}} \ddot{\alpha}_n - k_{\text{пн}} \dot{\alpha}_n - \\ &- k_{\text{пз}} \dot{z}_n - c_{\text{пн}} \alpha_n - c_{\text{пз}} z_n + k_3 d \dot{\xi}_3 + c_3 d \xi_3]. \end{aligned}$$

В качестве примера рассмотрим случай трогания АП с места на горизонтальном участке дороги. Примем, что в исходном состоянии расстояние между центрами масс звеньев $l_0 = b + l_c + l_n - d$, а зазор в сцепке $\xi_x = \xi_{\text{max}}$.

Пусть в некоторый момент времени к ведущим колесам тягача прикладывается тяговое усилие

$$P_{ti} = \frac{M_c i_{ki} i_0 \eta_{тр}}{r_k},$$

где M_c – крутящий момент, передаваемый сцеплением трансмиссии тягача; i_{ki} – передаточное число коробки передач на i -й передаче (для легковых автомобилей и автопоездов $i_{ki} = i_{kl}$); i_0 – передаточное число главной передачи; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; r_k – радиус ведущих колес тягача.

Момент
$$M_c = \frac{k_d M_{e\max}}{\tau} t,$$

где $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя; k_d – коэффициент динамичности; τ – время нарастания момента M_c от нуля до $M_{c\max}$.

При резком включении сцепления пиковая величина момента M_c может превысить момент $M_{e\max}$ в 1,2 – 3 раза в зависимости от мощности двигателя и конструкции трансмиссии [1]. При плавном включении сцепления динамические нагрузки невелики и не оказывают заметного влияния на силу тяги, максимальная величина которой ограничена силой сцепления ведущих колес с дорогой.

Введем обозначение:
$$n_p = \frac{k_d M_{e\max} i_{ki} i_0 \eta_{тр}}{\tau \cdot r_k},$$

где n_p – приведенный темп нарастания силы тяги. Тогда

$$P_{ti} = n_p t.$$

С учетом буксования сцепления процесс трогания АП с места можно условно разбить на несколько этапов. Первый этап от момента включения сцепления ($t = 0$) до момента трогания тягача. На этом этапе тягач неподвижен, а работа двигателя полностью расходуется на буксование сцепления. В момент трогания тягача $P_t = \sum P_{ti} = P_{ва} = (G_a + Z_{ст})\psi$, где G_a – вес тягача. На втором этапе происходит разгон тягача в пределах зазора ξ_x в сцепном устройстве. Пока зазор не выбран усилие $P_k = 0$, а прицеп неподвижен. На третьем этапе между звеньями устанавливается контакт и начинается деформация упругого элемента. При этом усилие в сцепке растет, но прицеп остается неподвижным до тех пор, пока P_k не станет равным силе сопротивления движению прицепа, т. е. $P_k = P_{\psi 3}$. Если сопротивление дороги будет достаточно большим $P_{\psi 3} > P_k$, то тягач может остановиться, но, если тяговые возможности тягача не ограничены ни мощностью двигателя, ни сцеплением ведущих колес с дорогой, то при $P_k > P_{\psi 3}$ начнется разгон прицепа. Этот момент соответствует началу четвертого этапа.

Если АП оборудован жестким безззорным СУ, то количество этапов сокращается до двух. На первом этапе, от момента включения сцепления до трогания АП, он неподвижен, а работа двигателя расходуется на буксование сцепления. В момент трогания АП $P_t = \sum P_{ti} = P_{вап} = (G_a + G_{п})\psi$, где $G_{п}$ – вес прицепа. На втором этапе происходит совместный разгон звеньев. Учитывая, что трогание АП с места чаще всего затруднено вследствие буксования ведущих колес тягача, максимальную величину силы тяги можно определить из условия сцепления ведущих колес с дорогой: $P_{t\max} = R_{zi} \varphi_x$. Для полноприводного автомобиля $P_{t\max} = (G_a + Z_b)\varphi_x$.

В качестве оценочных показателей взаимодействия звеньев АП при разгоне приняты: максимальная величина $P_{км}$ и среднее квадратическое отклонение σ_p усилия в сцепке, и максимальная величина S_{xm} деформации упругого элемента.

Для решения уравнений математической модели составлена программа, алгоритм которой позволяет на каждом шаге интегрирования проводить проверку блокирования колес тягача и в зависимости от этого по соответствующим уравнениям и формулам определять значения силовых и кинематических параметров процесса разгона АП.

Проведенные расчеты для АП в составе тягача с параметрами автомобиля УАЗ-3741 и одноосного прицепа полной массой $M_{п} = 850$ кг показали, что на величину усилия в сцепке при разгоне значительное влияние оказывают коэффициент учета вращающихся масс и компоновочная схема тягача (рис. 2). С увеличением $\delta_{вр}$ разгон тягача проходит плавно, в результате чего величина $P_{км}$ снижается (в рассматриваемом примере в 1,4 раза).

Влияние компоновочной схемы тягача (рис. 3) обусловлено перераспределением вертикальных нагрузок между его осями в процессе разгона. При прочих равных условиях наименьшие нагрузки действуют в сцепном устройстве АП, сформированного на базе переднеприводного автомобиля (см. рис. 3, кривая 1), а наибольшие – полноприводного (кривая 3), разгон которого происходит наиболее динамично. Нагрузки в СУ АП с классической компоновкой тягача имеют промежуточное значение (кривая 2). С увеличением зазора ξ_x нагрузки растут (см. рис. 3, кривая 3 и рис. 4, кривая 1).

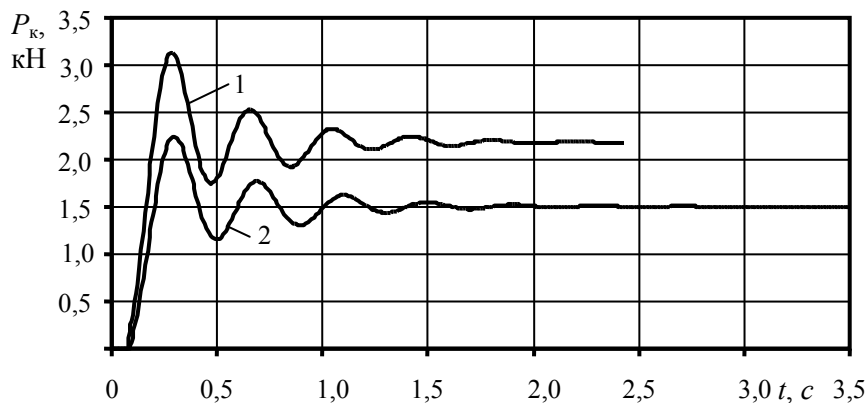


Рис. 2. Влияние коэффициента учета вращающихся масс на величину усилия в сцепке при разгоне ($\xi_x = 0$ м):
1 – $\delta_{вр} = 1,0$; 2 – $\delta_{вр} = 1,72$

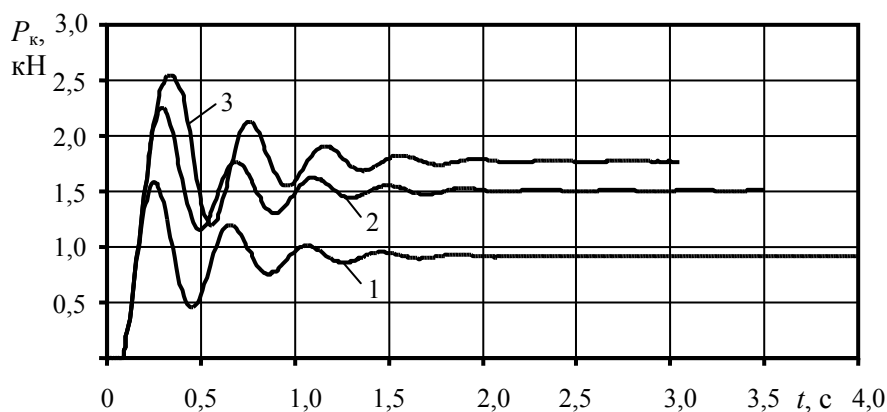


Рис. 3. Влияние компоновочной схемы тягача на величину усилия в сцепке при разгоне ($\delta_{вр} = 1,72$; $\xi_x = 0$ м):
1 – переднеприводная; 2 – заднеприводная; 3 – полноприводная компоновки

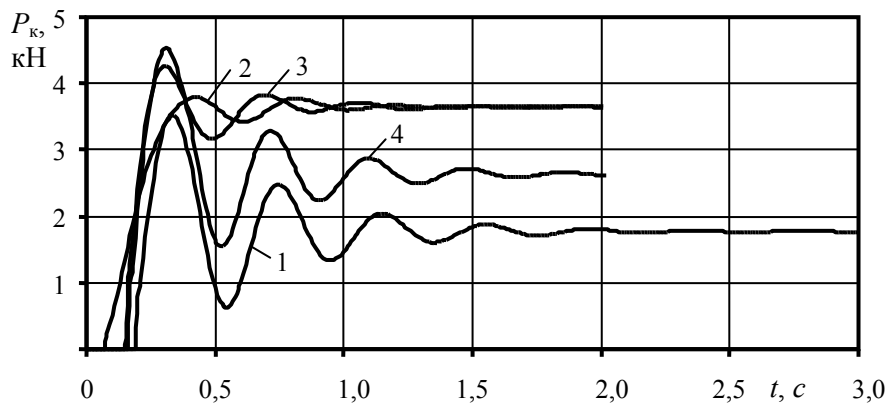


Рис. 4. Изменение усилия в сцепке при разгоне и торможении:
1 – разгон ($\delta_{вр} = 1,72$, $\xi_x = 0,01$ м); 2 – торможение ($\xi_x = 0$ м);
3 – торможение ($\xi_x = 0,01$ м); 4 – разгон ($\delta_{вр} = 1,0$, $\xi_x = 0,01$ м)

Сопоставление нагрузок, действующих в СУ расчетного АП для режимов разгона и торможения, показало (рис. 4), что наибольшей величины усилие в сцепке достигает в случае торможения (кривые 1 и 2) и только для АП, сформированного на базе полноприводного автомобиля при $\delta_{вр} = 1,0$ и $\xi_x = 0,01$ м, усилие $P_{км}$ при разгоне (кривая 4) примерно на 0,26 кН больше, чем при торможении (кривая 3). Следует отметить, что эти результаты расходятся с данными, приведенными в работе [1], автор которой на основании аналитических расчетов пришел к иному заключению. Анализ приведенных в работе [1] данных показал, что расчеты проводились для некоторого гипотетического случая движения АП при мгновенном приложении движущих сил и не учитывали влияние инерции вращающихся масс тягача на динамику разгона АП. В этом, по нашему мнению, и кроется причина отмеченных расхождений. Для детального изучения динамического взаимодействия звеньев малотоннажного АП при разгоне необходимо провести дополнительные исследования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Шукин, М. М.* Сцепные свойства автомобилей и тягачей/М. М. Шукин. – М: Машгиз, 1961. – 201 с.
2. *Железнов, Е. И.* Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов: монография / Е. И. Железнов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 144 с.

УДК 629.114.2-235

А. В. Калмыков, М. В. Ляшенко, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА РЕАКТИВНОГО ЗВЕНА С ПЕРЕМЕННОЙ ПОДАТЛИВОСТЬЮ

Волгоградский государственный технический университет

(shehovtsov@vstu.ru)

В статье рассмотрен предложенный метод снижения динамической нагруженности трансмиссии трактора за счет ввода в силовую цепь реактивного звена с переменной податливостью.

Ключевые слова: трансмиссия, реактивное звено, снижение динамической нагруженности.

This article presents proposed method for decreasing of dynamic loading of tractor transmission by inducting in power train of reactive link with variable flexibility.

Keywords: transmission, reactive link, dynamic loading decreasing.

Обзор современной научной литературы свидетельствует о том, что несмотря на постоянное совершенствование конструкций современных тракторов динамическая нагруженность их силовых передач является высокой, что приводит к накоплению усталостных повреждений и преждевременному выходу из строя самых нагруженных деталей, поэтому поиском путей снижения этой нагруженности постоянно занимаются коллективы исследователей. Особенно опасными с точки зрения накопления усталостных повреждений являются режимы работы гусеничных тракторов с высокой динамичностью нагрузок, в частности, режимы изменения направления движения, когда существенная большая часть энергии двигателя проходит через валопровод только одного борта трансмиссии и ходовой системы [1, 2, 7].

Для снижения динамической нагруженности деталей силовой передачи на режимах с высокой динамичностью нагрузок предложено один из самых нагруженных участков трансмиссии снабдить устройством, которое уменьшает крутильную жесткость этого участка при пиковых нагрузках.

Эффективность предложенного метода снижения динамической нагруженности трансмиссии за счет изменения крутильной жесткости реактивного звена исследовалась на примере его использования в трансмиссии трактора ЧЕТРА-6С315. Предложено [5, 6, 8] вместо жесткой реактивной связи коронной шестерни с корпусом трансмиссии, то есть остановленного звена планетарного ряда конечной передачи, использовать ограниченно упругую связь, позволяющую коронной шестерне при пиковых нагрузках поворачиваться на 5 градусов вперед-назад по углу поворота. Выполнена конструктивная проработка [5, 6, 7, 8] установки между ступицей и венцом, связываю-

щим барабан с коронной шестерней, пакетов упругих металлических пластин, то есть своеобразной упругой муфты (рис. 1). Упругие пакеты муфты предназначены для восприятия и сглаживания пиковых динамических нагрузок, а после их упругой деформации обеспечивается жесткое соединение между ступицей и венцом муфты по контактным поверхностям косых упоров ступицы и венца (рис. 2).

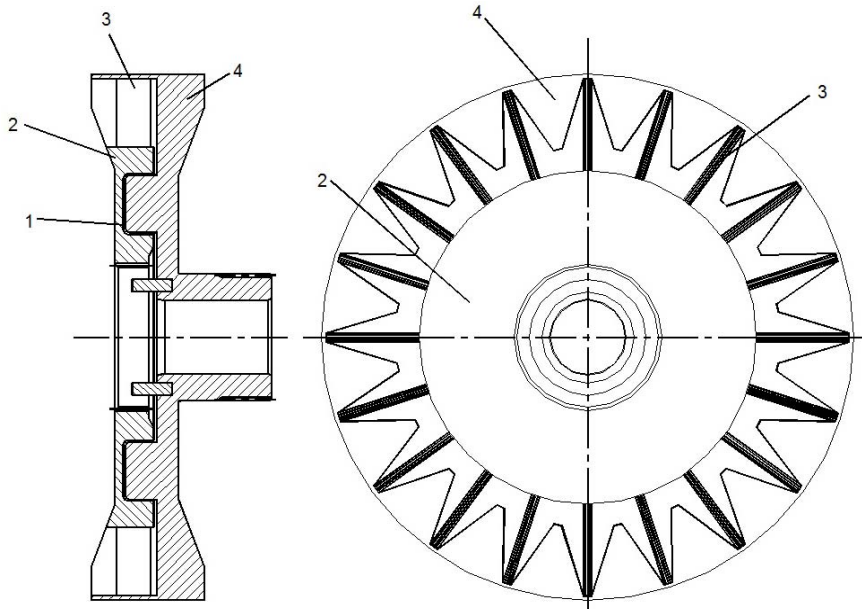


Рис. 1. Упругая муфта:
1 – ограничители; 2, 4 – полумуфты; 3 – пакеты плоских пружин

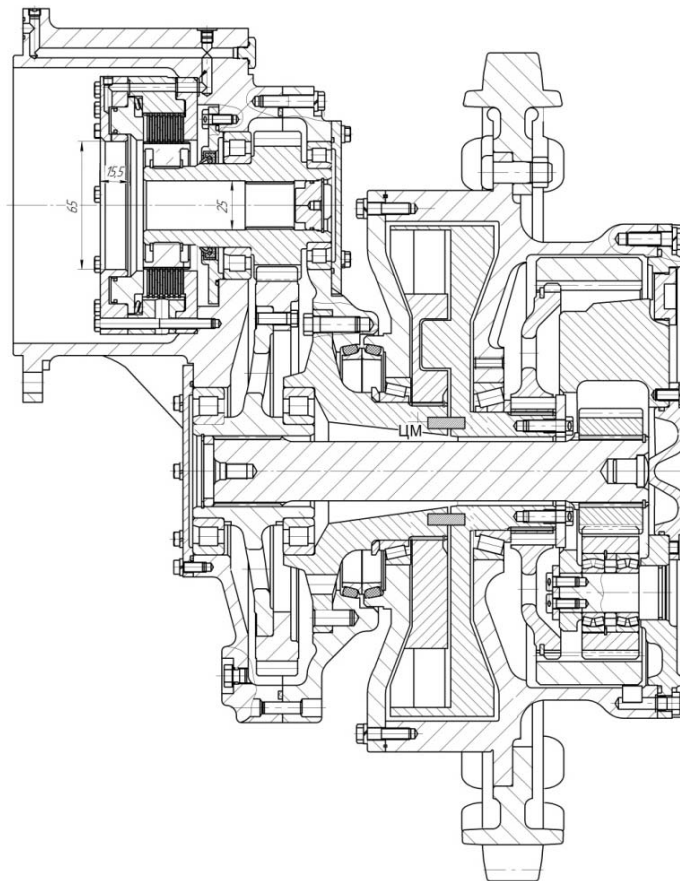


Рис. 2. Конечная передача с установленной муфтой

Для анализа влияния на нагруженность трансмиссии комплекса кинематических и динамических нагружающих факторов, под действием которых формируется крутящий момент на ведущих колесах, с помощью пакета «Универсальный механизм» создана динамическая модель трактора [3, 4, 5, 6] (рис. 3, а), включающая в себя пространственные модели трансмиссии (рис. 3, б) и ходовой части (рис. 3, в).

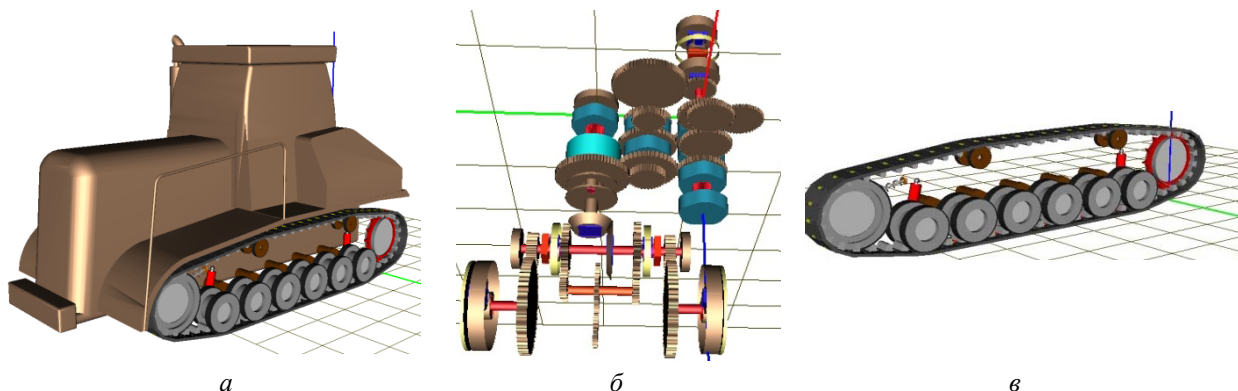


Рис. 3. Динамические модели:
а – трактора; б – трансмиссии; в – ходовой части

С использованием моделей в пакете «Универсальный механизм» выполнена серия расчетных экспериментов с целью определения динамической нагруженности участков валопровода силовой передачи трактора на разных режимах движения без установки упругой муфты в конечную передачу и с установкой [5, 6, 7]. Во время исследований на каждом режиме трансмиссия нагружалась крутящим моментом двигателя и крюковой нагрузкой.

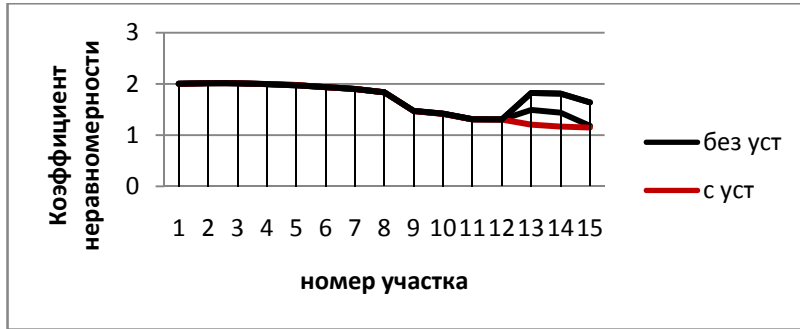
В качестве оценочного показателя, характеризующего степень динамической нагруженности участков, использован коэффициент неравномерности нагрузки k_n , пропорциональный величине отклонения максимального момента на участке от его средней величины:

$$k_n = \frac{M_{\max}}{M_{\text{cp}}} \quad (1)$$

Рассмотрены режимы движения трактора со скоростями 0,56, 1,1, 1,67, 2,22, 2,78 и 3,33 м/с. На приведенных ниже графиках по оси абсцисс отложены номера участков: 1–6 – двигатель, карданный вал включительно; 7–11 – КПП, 12–15 – главная передача, конечная передача включительно.

Изменение коэффициента k_n на участках силовой передачи без упругой реактивной связи и с ней на разных скоростях и при разных радиусах поворота с крюковой нагрузкой показано на рис. 4. При движении с малой скоростью (0,56 м/с) с радиусом поворота 5 м при упругой реактивной связи меньшая неравномерность нагруженности наблюдается на участках заднего моста, а при скорости 1,67 м/с – уже практически на всех участках трансмиссии, причем на участках коробки передач эта неравномерность достигает 25 %. При движении с высокой скоростью (2,78 м/с) по большому радиусу (30 м) неравномерность нагруженности участков не так заметно выражена, она проявляется только на участках с 8-го по 15-й и изменяется в пределах 2–5 %. При движении со скоростью 1,67 м/с и радиусе поворота 5 м существенно меньшей, примерно на 10 %, оказывается неравномерность нагруженности участков до первичного вала коробки передач.

Самая высокая динамичность нагрузок обычно наблюдается в начальной и конечной фазах поворота, то есть на входе в поворот и на выходе из поворота. Это объясняется тем, что при входе в поворот в течение короткого времени необходимо изменить направление движения всей поступательно движущейся массы машины, а при выходе из поворота – прекратить движение по радиусу.



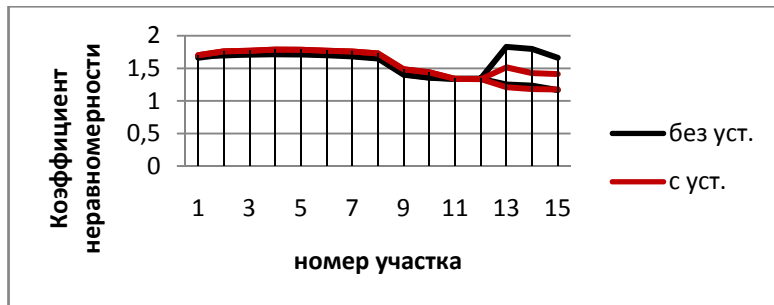
Скорость 1,1 м/с, радиус поворота 10 м



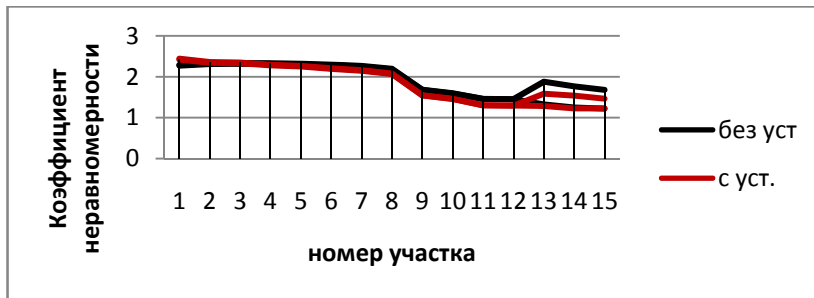
Скорость 1,1 м/с, радиус поворота 3м



Скорость 1,67 м/с, радиус поворота 5м



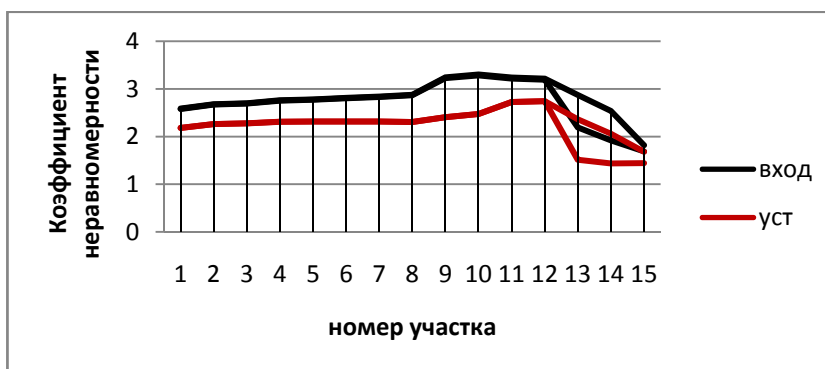
Скорость 2,22 м/с, радиус поворота 7м



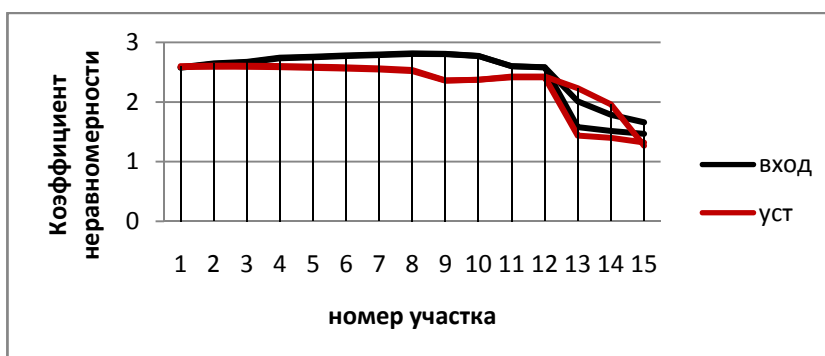
Скорость 2,78 м/с, радиус поворота 9м

Рис. 4. Изменение k_n на участках без упругого устройства и с устройством при установившемся повороте с крюковой нагрузкой

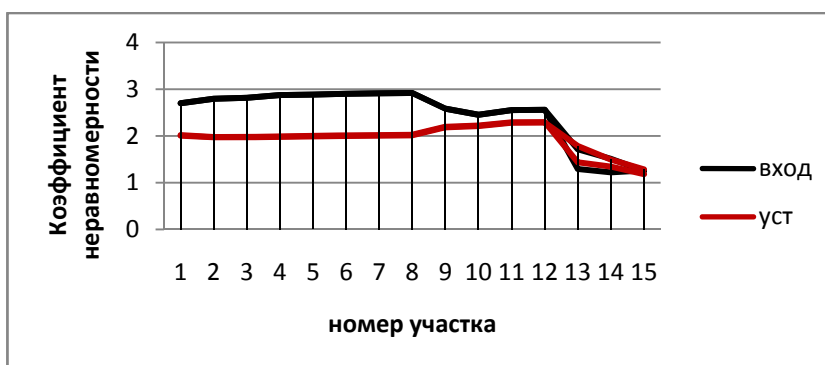
На рис. 5–6 показано изменение k_n на участках штатной трансмиссии на одних и тех же скоростях движения и при тех же радиусах поворота при установившемся повороте и при входе в поворот [6, 7]. Как видно, разница в величине коэффициента неравномерности нагруженности участков на этих режимах движения существенная. На входе в поворот практически во всех случаях, за редким исключением, k_n почти на всех участках оказывается большим, чем при установившемся повороте. Эта разница во многих случаях достигает 25–30 %, причем наибольшая разница оказывается на участках до главной передачи. То есть динамичность нагрузок при входе в поворот увеличивается на участках двигатель – коробка передач больше, чем на участках за главной передачей.



Скорость 1,1 м/с, радиус поворота 3 м

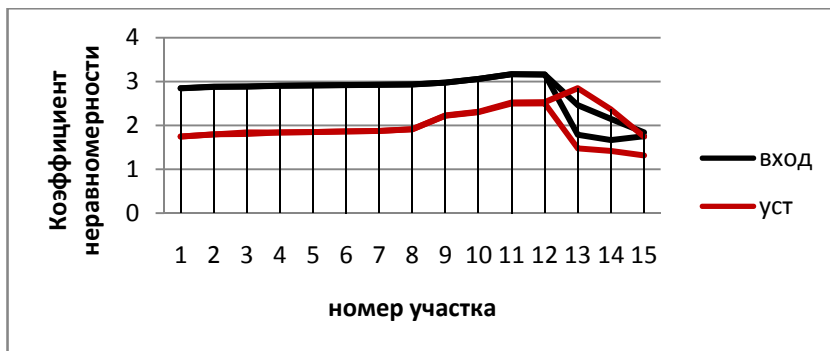


Скорость 2,22 м/с, радиус поворота 7 м

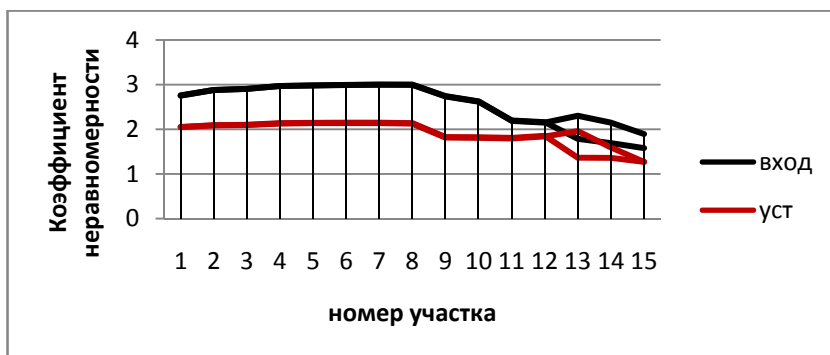


Скорость 2,78 м/с, радиус поворота 9 м

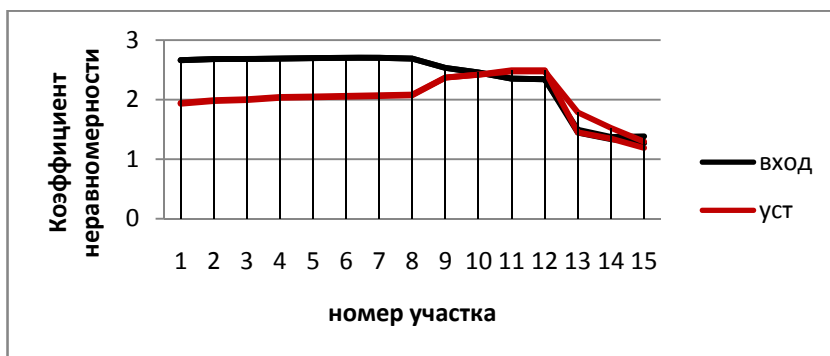
Рис. 5. Изменение k_n на участках при установившемся повороте и при входе в поворот (см. также на с. 29)



Скорость 0,56 м/с, радиус поворота 2м



Скорость 1,1 м/с, радиус поворота 4м



Скорость 2,78 м/с, радиус поворота 5м

Рис. 5. Окончание

На рис. 7. показано изменение коэффициента неравномерности k_n на участках силовой передачи при входе в поворот на скорости 2,78 м/с с радиусом поворота 2 м на наличии и отсутствии упругой реактивной связи с корпусом коронной шестерни конечной передачи. Наличие этой связи приводит к снижению неравномерности нагруженности участков до главной передачи на 5–6 % и к незначительному увеличению динамичности нагрузок на участках после главной передачи [6, 7].

На рис. 8 приведены цифровые осциллограммы, на которых отражены процессы изменения моментов на левом и правом ведущих колесах и на участках, прилегающих к забегающей и отстающей гусеницам во время входа в поворот и выхода из поворота со скоростью 2,78 м/с с радиусом поворота 2 м. На осциллограммах видно, что при входе в поворот (с 3-й по 4-ю секунды движения) максимальный момент в 3,5 раза превышает средний, а на выходе из поворота (7–8 секунд) превышает в 2,5 раза.

Анализ процесса изменения с 3-й по 7-ю секунду моментов на участках, расположенных рядом с ведущим колесом, показывает, что при входе в поворот максимальный момент на участках, связанных с забегающей гусеницей, в 9 раз превышает средний, а на выходе из поворота – в 2,5 раза.



Скорость 2,22 м/с, радиус поворота 1,5



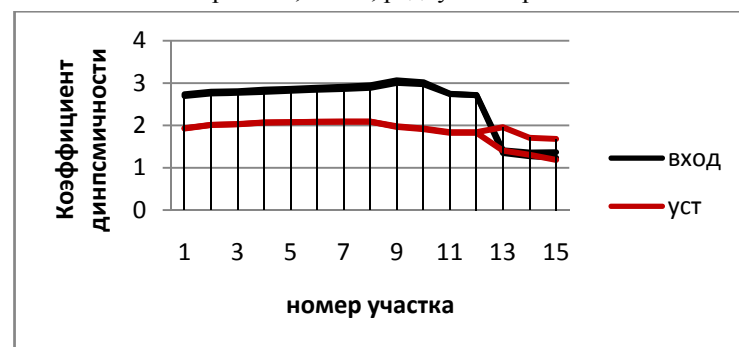
Скорость 1,67 м/с, радиус поворота 1,6



Скорость 2,78 м/с, радиус поворота 1,5



Скорость 2,22 м/с, радиус поворота 2



Скорость 2,78 м/с, радиус поворота 2

Рис. 6. Изменение k_n на участках при установившемся повороте и при входе в поворот

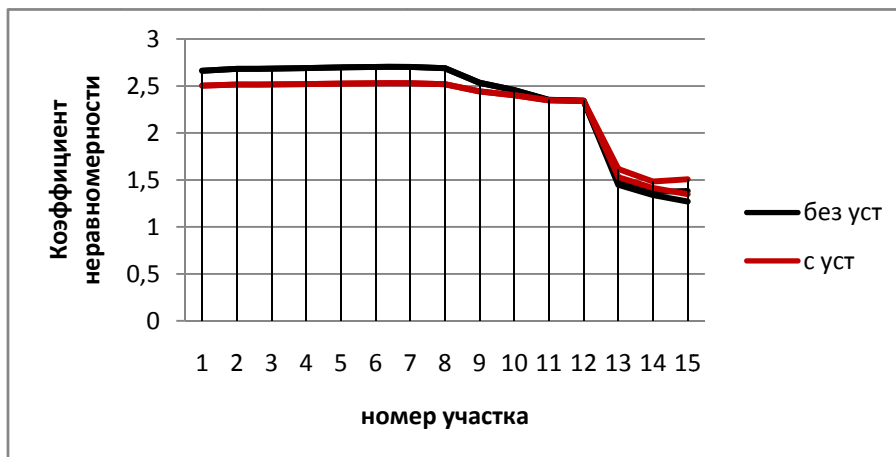
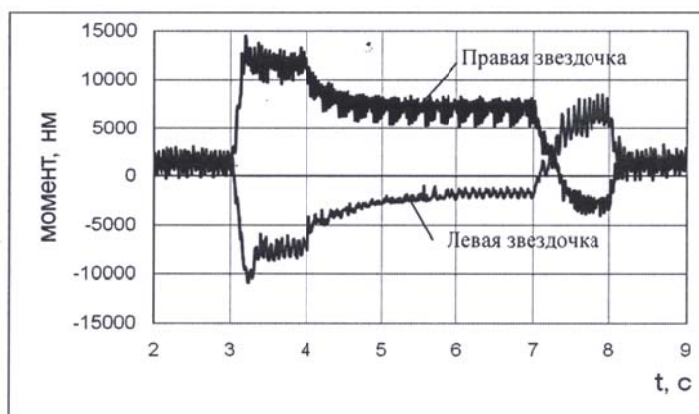
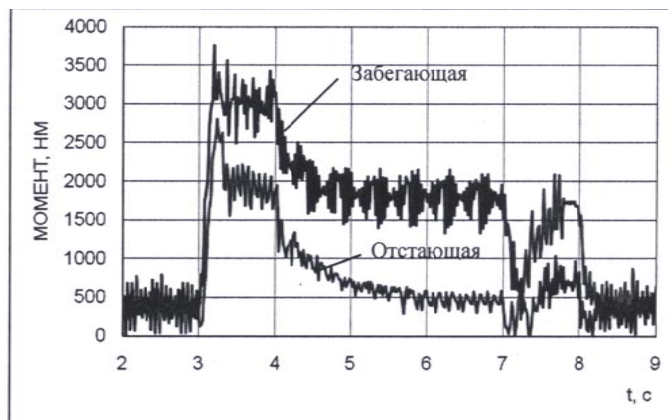


Рис. 7. Влияние упругой реактивной связи на входе в поворот на скорости 2,78 м/с с радиусом поворота 2 м



а



б

Рис. 8. Изменение момента при входе в поворот и выходе из поворота на ведущих колесах и участках, связанных с отстающей и забегающей гусеницами:
 а - скорость 2,78 м/с, радиус поворота 2 м, изменение момента на ведущих колесах;
 б - скорость 2,78 м/с, радиус поворота 2 м, изменение момента на участках, связанных с отстающей и забегающей гусеницами

С использованием созданных моделей и возможностей пакета «Универсальный механизм» выполнены также расчетные исследования с целью выяснения влияния установки в силовую цепь трактора реактивного звена с переменной податливостью на нагруженность участков трансмиссии во время прямолинейного движения с крюковой нагрузкой и без нагрузки и во время установившихся поворотов с разными радиусами и скоростями движения. Общие результаты исследований отражены в выводах.

В результате выполнения комплекса расчетных исследований установлено, что за счет изменения крутильной жесткости реактивного звена:

– при прямолинейном движении без крюковой нагрузки и с нагрузкой на участках трансмиссии отношение максимального момента к среднему уменьшается на 3–4 %, а при движении со скоростью 2 км/ч на величину от 16 до 38 %;

– при установившемся повороте без крюковой нагрузки и с нагрузкой с разными скоростями движения и с разными радиусами поворота отношение максимального момента к среднему уменьшается на отдельных участках на величину до 25 %;

– на режимах с самой высокой динамичностью нагрузок, то есть на входе в поворот и на выходе из поворота, на большинстве участков отношение максимального момента к среднему снижается на 20–35 %.

Таким образом, выполненные исследования убедительно показывают целесообразность использования в трансмиссии трактора реактивного звена с переменной податливостью для снижения динамической нагруженности ее участков на режимах работы с высокой динамичностью нагрузок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Годжаев, З. А. Современные конструкторско-технологические методы создания и испытаний мобильных транспортных средств / З. А. Годжаев, В. В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 4). – С. 5–8.

2. Influence of elements dynamic cohesiveness in power shafting on torsional vibrations spreading and dynamic equality of reducible model / В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко, П. В. Потапов, К. В. Шеховцов, А. В. Калмыков // Mechanika (Kaunas). – 2014. – Vol. 20, No. 2. – P. 190–196.

3. Динамическая нагруженность силовых элементов трансмиссии гусеничного трактора при эксплуатации в режиме «разгон – остановка» / Е. И. Тескер, В. В. Шеховцов, В. Ю. Тараненко, К. П. Подшивалин // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 8. – С. 21–23.

4. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-го тягового класса / В. П. Шевчук, В. В. Шеховцов, Е. В. Клементьев, Н. С. Соколов-Добрев, А. В. Калмыков // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 2. – С. 44–49.

5. Снижение динамической нагруженности трансмиссии трактора за счет ввода упругого реактивного звена / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 21 (124) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 7). – С. 24–28.

6. Динамическая нагруженность силовой передачи трактора при изменении крутильной жесткости реактивного звена / А. В. Калмыков, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко // Технология колесных и гусеничных машин. – 2014. – № 5. – С. 17–23.

7. Исследование динамических процессов в силовой передаче гусеничного трактора тягового класса 6 при повороте / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, К. О. Долгов // Прогресс транспортных средств и систем – 2013: матер. междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 24–26 сент. 2014 г. / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2013. – С. 161–162.

8. Перспективы использования упругого реактивного звена в силовой передаче трактора / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Н. С. Соколов-Добрев, З. А. Годжаев // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 12. – С. 20–24.

УДК 629.113

Л. А. Михолап, Ю. Я. Комаров, А. В. Малолетов, В. М. Волчков, В. А. Короляш

ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА

Волгоградский государственный технический университет

(Lsp1975@rambler.ru, atrans@vstu.ru, maloletov@gmail.ru, volchkov38@mail.ru)

В статье описаны пути повышения маневренности малотоннажного автопоезда. Выполнено математическое моделирование движения автопоезда с различными вариантами сцепных устройств. Результаты моделирования подтверждены натурными испытаниями. В результате сформулированы рекомендации по конструктивным и эксплуатационным характеристикам сцепных устройств.

Ключевые слова: автопоезд, сцепное устройство, маневренность.

This article describes ways to improve the maneuverability of small-tonnage trucks. Mathematical modeling of motion of trains to various embodiments of coupling devices was executed. The simulation results confirmed by field trials. As a result of recommendation formulated for structural and operational characteristics of coupling devices.

Keywords: low-tonnage trailer, hitch-coupling, maneuverability.

Для грузовых перевозок часто используются малотоннажные автопоезда (МАП). Автопоезд с одноосным прицепом дает возможность изменять направление движения в сложных дорожных условиях на пересеченной местности [1, 2]. При маневрировании в городских условиях, изобилующих частыми поворотами и узкими проездами, часто возникает необходимость движения задним ходом, что особенно важно при перевозке негабаритных, невибростойких грузов. Все эти факторы заставляют создавать устройства и дополнительное оборудование для обеспечения устойчивости, управляемости, маневренности автопоезда.

Для решения этих вопросов были исследованы различные варианты сцепных устройств для малотоннажного автопоезда, На рис. 1 показан вариант сцепного устройства для малотоннажного автопоезда в составе автомобиля-тягача ГАЗ-2705 с прицепом ИАПЗ-739.

Прицеп соединен штатным сцепным устройством с введенным управляемым тросом, который проходит по шкиву электродвигателя и далее по направляющим с одной и другой стороны прицепа. Все устройства монтируются на борту прицепа.

Для моделирования динамики движения автопоезда с предложенным сцепным устройством был разработан программный комплекс [3], позволяющий определить основные характеристики маневрирования автопоезда.

Ниже приведены основные результаты моделирования, подтвержденные натурными испытаниями.

Движение передним ходом

Испытания проводились на дороге с асфальтобетонным покрытием с различными коэффициентами сцепления, с порожним прицепом и грузом 850 кг как с управляемым тросом в сцепном устройстве, так и без него, а также в условиях пересеченной местности.



Рис. 1. Дорожная лаборатория с разработанным СУ

На рис. 2 приведены результаты моделирования и дорожных испытаний с управляемым тросом в сцепном устройстве и без троса для прицепа с грузом 850 кг.

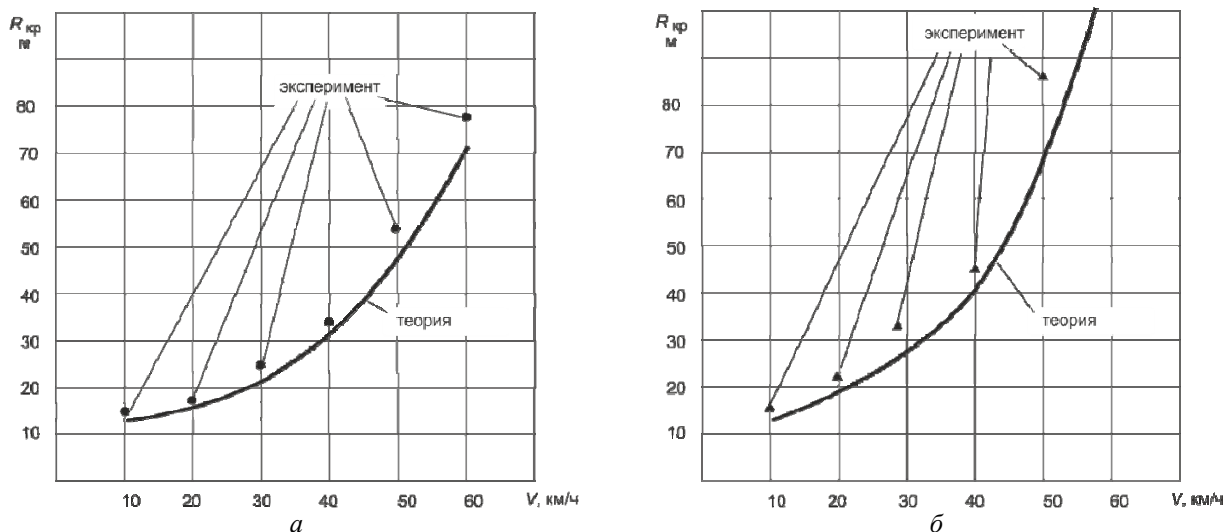


Рис. 2. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных для критического радиуса поворота при движении передним ходом для прицепа с грузом 850 кг:
а – с управляемым тросом; б – без троса

Можно отметить, что экспериментальные данные по критическому радиусу поворота систематически находятся выше расчетных. Это связано с тем, что в модели не учитывается реальный характер дороги со всеми неровностями.

Средние значения напряжений в управляемом тросе достаточно близки к вычисленным в модели, поэтому при составлении рекомендаций по выбору троса расчетные значения могут быть взяты за основу (тем более что превышение расчетных данных над экспериментальными обеспечивает некоторый диапазон безопасного маневрирования).

Движение задним ходом

При движении задним ходом эксперименты проводились только для автопоезда с управляемым тросом, так как без троса устойчивого маневрирования при этом получить не удастся (практически такое маневрирование возможно только при очень малых скоростях и высокой квалификации водителя).

В этом случае движение автопоезда осуществлялось только при небольших скоростях (до 15 км/ч).

На рис. 3 показаны результаты расчетов и натуральных испытаний (зависимости критического радиуса поворота от скорости) при движении задним ходом с порожним прицепом.

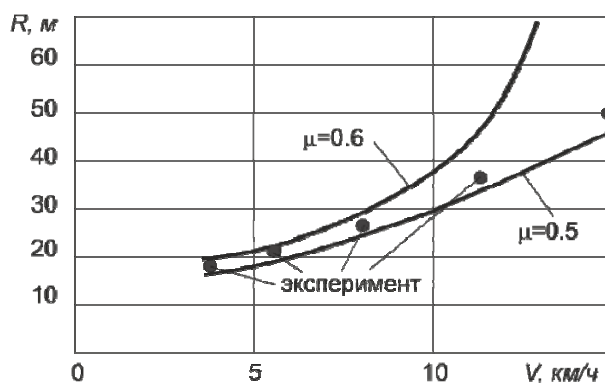


Рис. 3. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных для критического радиуса поворота при движении МАП задним ходом для порожнего прицепа:

— расчетные значения для различных коэффициентов сцепления колеса с дорогой; ● — экспериментальные значения

Как видно из приведенных результатов, эксперименты достаточно хорошо (в пределах 5–10 %) подтверждают расчетные данные, и потому расчеты на модели могут использоваться для составления рекомендаций при проектировании и эксплуатации данного устройства, повышающего маневренность автопоезда с одноосным прицепом.

Прямолинейное движение автопоезда задним ходом

Натурные испытания движения автопоезда по прямолинейному участку дороги принципиально подтвердили возможность такого движения с управляемым тросом в сцепном устройстве, которая фактически отсутствует для автопоезда без управляемого троса. С тросом такое движение возможно и при скоростях до 20 км/ч без потери прямолинейности движения в пределах полосы дороги.

При движении задним ходом со скоростью 20 км/ч максимальные измеренные усилия в тросе составили примерно 12000 Н (в модели были получены значения 14000 Н). Средние значения усилия в тросе при этих условиях в эксперименте составили примерно 6000 Н по сравнению с 8000 Н, полученными в модели.

Рекомендации по эксплуатации проектированию прицепа с управляемым тросом

1. В таблице указаны значения для прицепа с грузом 850 кг; при составлении рекомендаций в соответствии с результатами натуральных испытаний значения критического радиуса поворота при движении передним ходом уменьшены на 50 %, что обеспечивает надежное маневрирование.

2. При движении задним ходом при минимальном радиусе поворота (10–20 м) и скорости не превышающей 5 км/ч также возможно надежное маневрирование.

3. Рекомендуется в автопоезде с прицепом в соответствии с ГОСТ 3067–55 и ГОСТ 3069–55 использовать два типа тросов диаметром 9 мм ТК со 133 проволоками с металлическим сердечни-

ком или ЛК-0 с 46 проволокками с органическим сердечником (возможно использование и других типов тросов, ели они выдерживают усилия в 4,5–5 т).

**Рекомендованные значения скоростей при движении МАП
передним ходом в зависимости от радиуса поворота**

Скорость движения, км/ч	Критический радиус поворота, м
10	15
20	20
30	25
40	40
50	60
60	90

В качестве вывода можно констатировать, что предлагаемое сцепное устройство с управляемым тросом позволяет уменьшить критический радиус маневрирования малотоннажного автопоезда на 80 % при движении задним ходом и на 50 % при движении передним ходом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Михолап, Л. А.* Тенденции развития малотоннажных автопоездов, пути повышения активной безопасности, траекторной устойчивости и плавности хода / Л. А. Михолап, Ю. Я. Комаров, В. С. Андреев, В. А. Короляш, Г. П. Барабанов // Известия Военной академии Ракетных войск стратегического назначения имени Петра Великого. – 2012. – № 250. – С. 217–222.
2. *Михолап, Л. А.* О некоторых особенностях оснащения глобальных групп при ведении боевых действий в городских условиях / Л. А. Михолап, Ю. Я. Комаров, В. А. Короляш, С. Р. Тывье // Научно технический сборник «Известия». – № 256, ч. 1.2. – М., 2015.
3. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015612315 от 17 февраля 2015 г. РФ, МПК (нет). Автоматизированная система моделирования динамики движения малотоннажного автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве / А. В. Малолетов, Л. А. Михолап, В. М. Волчков, Ю. Я. Комаров, В. А. Короляш / ВолгГТУ. – Волгоград, 2015.

УДК: 629. 114. 2. 011. 5

А. В. Победин, А. В. Соломатин, А. И. Искалиев

**ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ
ШУМОПОГЛОЩАЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ
ВНУТРЕННЕГО ШУМА НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Волгоградский государственный технический университет

(ts@vstu.ru)

В статье описаны результаты применения шумопоглощающего материала на основе латекса в качестве облицовки панелей кабины колесного трактора МТЗ-82. Для оценки эффективности использования данного материала были проведены экспериментальные и расчетные исследования внутреннего шума в кабине. Было выявлено, что наличие данного шумопоглощающего материала способствует снижению общего уровня шума в кабине на рабочем месте оператора используемого трактора на 2-3 дБ.

Ключевые слова: шум, уровень шума, кабина трактора, воздушный шум, источник шума, расчет, латекс, шумопоглощающий материал.

In the article describes the results of noise absorbing material on the basis of latex as a cladding panels cab wheeled tractor MTZ-82. It was done for evaluation of noise absorbing material Experimental and calculation studies of internal noise in the cab. It was found that the noise absorbing material helps reduce to 2-3 dB the overall noise level in the tractor cab.

Keywords: noise, level of noise, tractor cab, airborne noise, noise source, calculation, latex, noise-attenuating material.

Использование шумопоглощающих материалов на основе латекса является сравнительно дешевым, доступным и нетрудоемким. При этом реализуется основной принцип работы шумопог-

лощающих материалов по преобразованию акустической энергии в тепловую энергию в наземных транспортно-технологических машинах (НТТМ) с большим сроком эксплуатации.

Задачей данного исследования является анализ возможности снижения шума на рабочем месте оператора НТТМ за счет применения шумопоглощающих материалов из латекса в качестве облицовки панелей кабины.

Методами решения задачи является экспериментальное и расчетное получение данных об уровнях шума на рабочем месте оператора колесного трактора МТЗ-82 до и после облицовки латексом панелей кабины, используя стандартизированные методики проведения эксперимента [4] и ранее разработанные методики расчета внутреннего шума наземных тягово-транспортных средств, реализованных в программе Microsoft Excel [1, 2].

Новизна работы заключается в том, что исследования способов снижения шума до нормативно допустимого на рабочем месте оператора НТТМ с большим сроком эксплуатации недостаточно отражены в литературе.

Практическая значимость работы заключается в возможности применения шумопоглощающих материалов на основе латекса для сравнительно простого и дешевого способа уменьшения вредного воздействия шума на рабочем месте оператора НТТМ и для обеспечения комфортных условий работы [2].

Для снижения шума на рабочем месте оператора колесного трактора предложено облицевать внутренние непрозрачные поверхности кабины (двери, передняя стенка кабины со стороны двигателя и потолок) шумопоглощающим материалом из латекса. Толщина панелей составляет около 8 см.

Экспериментальная часть заключалась в замере уровня шума на рабочем месте в двух вариантах облицовки панелей кабины: без и с шумопоглощающим материалом. Полученные данные приведены на рис. 1.



Рис. 1. Уровни шума в кабине НТТМ до и после проведения мероприятий по шумопоглощению

В ходе анализа полученных данных было выявлено, что при облицовке панелей кабины шумопоглощающим материалом шум в диапазоне частот 20–250 Гц практически не снижается. Это связано, прежде всего, с тем, что материалы из латекса плохо поглощают шум в диапазоне низких частот.

На рис. 2 представлены расчетные [5] значения средних коэффициентов звукопоглощения кабины, где считались коэффициенты звукопоглощения отдельных панелей кабины до и после отделки шумопоглощающего материала на латексной основе, из которых в дальнейшем рассчитывался средний коэффициент. На этом рисунке верхняя кривая отражает зависимость среднего коэффициента звукопоглощения в кабине после облицовки панелей шумопоглощающим материалом из латекса, а нижняя кривая — до облицовки.

По нижней кривой видно, что средний коэффициент кабины на разных частотах примерно одинаков и составляет более 0,1. А когда на панели кабины были облицованы латексом, то видно, что на низких частотах уровень коэффициент звукопоглощения варьируется в диапазоне от 0,5 до 0,6 в диапазоне от 125 до 1000 Гц. А в диапазоне от 2000 до 8000 Гц равен 0,4. Такое распределение по полосам частот получается в результате свойств шумопоглощающего материала [2].

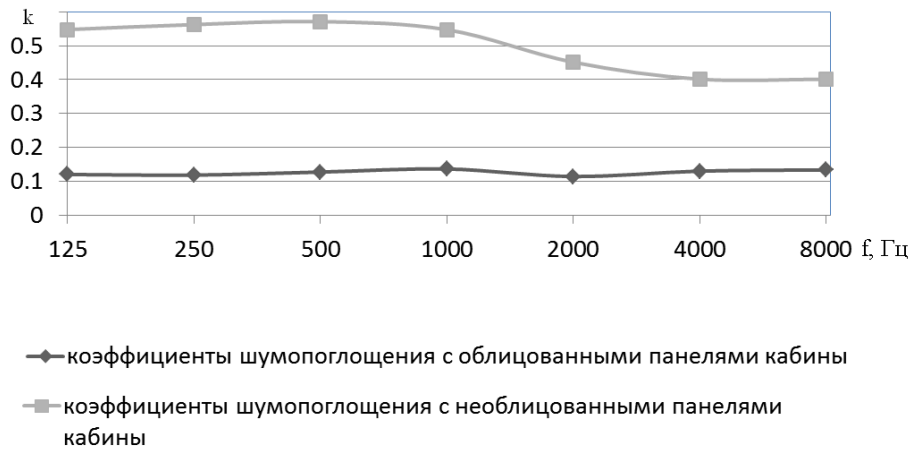


Рис. 2. Коэффициент звукопоглощения кабины до и после облицовки

При сравнении рис. 1 и рис. 2 заметно, что в том диапазоне частот, где шумопоглощающий материал наименее всего способствует снижению шума (в диапазоне от 20 до 200 Гц), он имеет наибольший коэффициент звукопоглощения. Такая неэффективность шумопоглощающего материала возникает из-за того, что материал при таких низких частотах колеблется вместе с панелями кабины. В диапазоне от 200 до 1000 Гц коэффициент звукопоглощения еще высокий, и снижение шума на 10–15 дБ. В диапазоне от 1000 до 8000 Гц коэффициент звукопоглощения падает, но по рис. 1 видно, что снижение шума также равно примерно 10–15 дБ, что получается из-за звукоизолирующих свойств шумопоглощающих материалов. Поэтому в расчете уровня шума будут учитываться коэффициенты звукопоглощения и звукоизоляции кабины. Так как трактор, на котором проводился эксперимент, был неподвижен, то будут рассчитываться уровни шума в кабине, на уровне головы водителя, от двигателя, работающего на номинальных оборотах (2000 об/мин) и трансмиссии с включенной нейтральной передачей. Расчет проведен в источнике [5].

На рис. 3 приведены результаты расчета шума в кабине с учетом шумопоглощающего материала и эксперимента с учетом и без этого материала. Эти данные сравниваются с нормативными уровнями звукового давления по СанПиН [3].

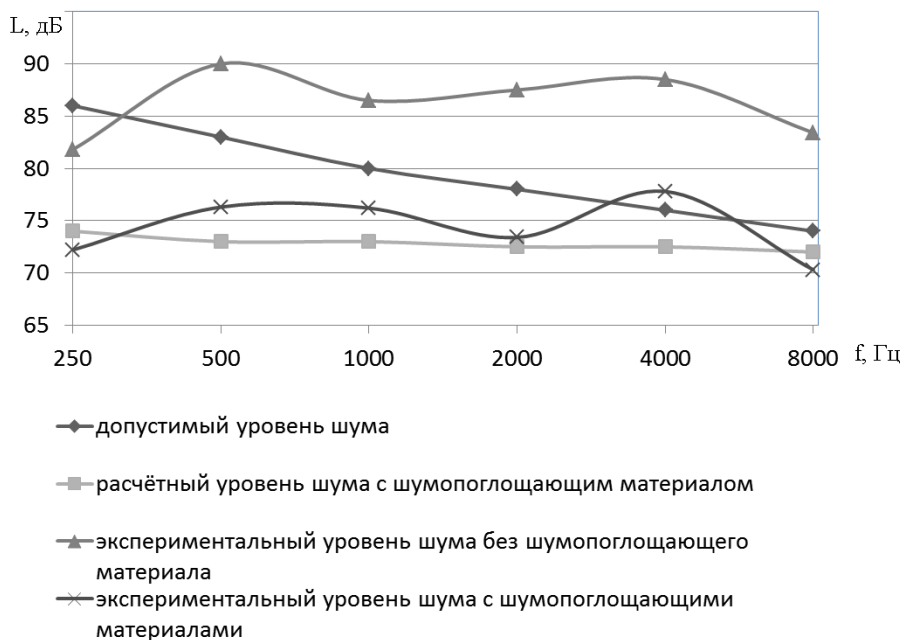


Рис. 3. Уровень шума на рабочем месте оператора НТТМ

По графику видно, что расчетные и экспериментальные данные довольно близки. В рассматриваемом диапазоне их разность не превышает нескольких децибел. А на частоте 2000 Гц совпадает.

Незначительные расхождения можно сосчитать на неточности методик расчета, так как они не учитывают отражение звуковых волн от панелей кабины. Сравнивая уровни шума с нормативными видно, что облицованная кабина в целом удовлетворяет этим нормам.

Наличие шумопоглощающих материалов из латекса в качестве облицовки панелей, как показал рисунок 3, существенно влияет на уровень шума в кабине трактора. При полной облицовке поверхностей кабины уровень шума в полосе частот со среднегеометрическим значением 500 Гц равен 77 дБ, в то время как по результатам, полученным при измерении в кабине без облицовки панелей латексом, уровень шума равен 90 дБ. Исходя из этого, эффективность снижения уровня шума в данном диапазоне частот равна 13 дБ.

Таким образом, можно сделать вывод, что снизить уровень шума на рабочем месте оператора НТТМ с большим сроком эксплуатации можно, используя предложенный шумопоглощающий материал на основе латекса в качестве облицовки панелей кабины. Наиболее эффективно снижается шум в диапазоне частот 125–2000 Гц. Хотя и в полосах высоких частот она показывает неплохие результаты.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом / Н. И. Иванов. – М. : Университетская книга, Логос, 2008. – 421 с.
2. Победин, А. В. Проектирование виброшумоизоляции тракторной кабины : учеб. пособие / А. В. Победин ; ВолгГТУ. – Волгоград, 1994. – 92 с.
3. СанПиН 1102-73 Санитарные нормы и правила по ограничению вибрации и шума на рабочих местах тракторов, сельскохозяйственных мелиоративных, строительно-дорожных машин и грузового автотранспорта. : ввод вновь с 01.01.89. – [Б. м. : б. и.], 1973. – 4 с.
4. ГОСТ Р ИСО 9612–2013. Акустика. Измерения шума для оценки его воздействия на человека. Метод измерений на рабочих местах. – М. : Стандартинформ, 2014. – 66 с
5. Соломатин, А. В. Исследование влияния шумопоглощающих материалов на уровень шума в кабине наземного транспортного средства / А. В. Соломатин, А. В. Победин // Тезисы докладов смотра-конкурса научных, конструкторских и технологических работ студентов Волгоградского государственного технического университета, Волгоград, май 2014 г. / редкол. : А. В. Навроцкий (отв. ред.) [и др.] ; ВолгГТУ, СНТО. – Волгоград, 2014. – С. 118–119.

УДК 629.113

А. В. Поздеев¹, К. В. Чернышов², И. М. Рябов³, Д. А. Чумаков⁴, Н. В. Трофимов⁵

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ РЕЛАКСАЦИОННЫХ ПОДВЕСОК РАЗЛИЧНОЙ СТРУКТУРЫ С МАХОВИЧНЫМ ИНЕРЦИОННЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

Волгоградский государственный технический университет

(¹avp24897@mail.ru, ²chernykv@rambler.ru, ³rjabov1603@mail.ru, ⁴chda1991@yandex.ru,
⁵nikolaytrofimov7@gmail.com)

Статья посвящена математическому моделированию и сравнительной оценке виброзащитных свойств релаксационной подвески автотранспортных средств с последовательным, параллельным и комбинированным соединением дополнительного упругого элемента. В одноопорной одномассовой колебательной системе релаксационной подвески в качестве демпфирующего устройства используются маховичный инерционный элемент с реечной передачей и классический гидравлический амортизатор. Рассмотрены расчетные схемы одноопорной одномассовой колебательной системы релаксационной подвески с маховичным инерционным элементом, классическим гидравлическим амортизатором и различной структурой: с последовательным, параллельным и комбинированным соединением основного и дополнительных линейных упругих элементов. Для трех случаев соединения линейных упругих элементов разработана и аналитическим способом решена математическая модель релаксационной подвески с гидравлическим и инерционным гасителями колебаний. Определены передаточные коэффициенты релаксационной подвески по отношению к подрессоренной массе транспортного средства. Построены и проанализированы относительные амплитудно-частотные характеристики перемещения подрессоренной массы транспортного средства, приходящейся на одно колесо, при оптимальных параметрах линейных упругих элементов и маховичного инерционного гасителя колебаний релаксационной подвески. Выявлен эффект виброзащитных свойств релаксационной подвески при последовательном соединении линейных упругих элементов. В заключении статьи сделаны соответствующие выводы по результатам проведенного теоретического исследования.

Ключевые слова: математическая модель, релаксационная подвеска, маховичный инерционный элемент, приведенная масса маховика, упругий элемент.

The article is devoted to mathematical modeling and comparative evaluation of relaxation vehicle suspension with serial, parallel and mixed connection of additional elastic element. Damping devices in single-support and single-mass oscillating system of the relaxation suspension are the flywheel inertial element with pinion and the classical hydraulic shock absorber. Design schemes of single-support and single-mass oscillating system of the relaxation suspension with the flywheel inertial element, the classic hydraulic shock absorber and different stiffness structure of the relaxation suspension – with the serial, parallel and mixed connection of main and additional linear elastic elements are considered. Mathematical model of the relaxation suspension with hydraulic and inertial absorbers for the three cases of connection of the linear elastic elements, is developed and solved by analytical method. Transfer coefficients of the relaxation suspension to the vehicle sprung mass are determined. The relative amplitude-frequency characteristics of displacement of the vehicle sprung mass per wheel, are built and analyzed with optimal parameters of linear elastic elements and the flywheel inertial oscillation absorbers of the relaxation suspension. The effect of the vibration isolation properties of the relaxation suspension with a serial connection of the linear elastic elements is discovered. Corresponding conclusions by results of the theoretical research are made in the end of the article.

Keywords: mathematical model, relaxation suspension, flywheel inertial element, resulted mass of a flywheel, elastic element.

В настоящее время подвеска отечественных и зарубежных автомобилей представляет собой в основном пассивную систему поддрессирования, состоящую из нерегулируемых упругих и демпфирующих элементов, параметры которых оптимизированы и подобраны для конкретной совокупности условий эксплуатации и модели автомобиля в каждом классе транспортных средств. Однако несмотря на это виброзащитные свойства подвески такой структуры, получившей название классической, не удовлетворяют действующим нормам вибронегруженности водителя. Дальнейшего повышения виброзащитных свойств АТС путем оптимизации параметров классической подвески добиться невозможно.

Одним из путей решения данной проблемы является применение релаксационных подвесок. Релаксационные подвески бывают с последовательным, параллельным и комбинированным соединением дополнительного упругого элемента.

В работах [1, 2] отмечается, что дальнейшее повышение плавности хода автомобилей при снижении жесткости подвески можно получить путем применения релаксационных подвесок, в которых имеется дополнительный упругий элемент, включенный последовательно с гидравлическим амортизатором. В настоящее время в подвесках транспортных средств все шире используются пневматические и гидропневматические упругие элементы, которые позволили существенно снизить собственную частоту колебаний кузова и применить релаксационную подвеску. Такая структура подвески позволяет не только уменьшить силы, передаваемые на кузов амортизатором, но и снизить потери энергии в подвеске, однако, как и классическая подвеска, она имеет ограниченные возможности, поэтому поиски новых структур подвески были продолжены.

В работах [3, 4] показано, что существенного улучшения виброзащитных свойств классической подвески можно добиться введением в нее инерционных элементов. Однако влияние инерционных элементов на виброзащитные свойства релаксационной подвески выявлено только для параллельного соединения дополнительного упругого элемента [5, 6]. Поэтому исследование виброзащитных свойств релаксационных подвесок новой структуры – с маховичными инерционными элементами при различных способах соединения дополнительного упругого элемента представляет интерес.

Разработку математических моделей релаксационных подвесок различной структуры проведем для одноопорной одномассовой линейной колебательной системы с двумя степенями свободы (эквивалентной подвеске АТС с жесткими колесами), для которой можно получить аналитическое решение.

Расчетные схемы таких подвесок представлены на рис. 1.

Дополнительный инерционный элемент представляет собой маховик с моментом инерции J_{\max} , закрепленный в подшипниковой опоре на поддрессированной массе M и соединенный с шестерней радиуса $r_{\text{ш}}$, которая взаимодействует с зубчатой рейкой, связанной через дополнительный упругий элемент c_2 с неподдрессированной частью подвески, на которую также может опираться пружина c_1 (рис. 1, б и в).

При разработке математической модели релаксационной подвески были приняты следующие допущения:

- 1) характеристики упругих элементов c_1 и c_2 линейные;
- 2) амортизатор, включенный последовательно с пружиной c_2 , линейный;
- 3) профиль кинематического возмущения гармонический;
- 4) момент инерции маховика J_m и радиус шестерни $r_{\text{ш}}$ постоянные.

Рассмотрим наиболее сложную структуру релаксационной подвески с комбинированным соединением дополнительных упругих элементов.

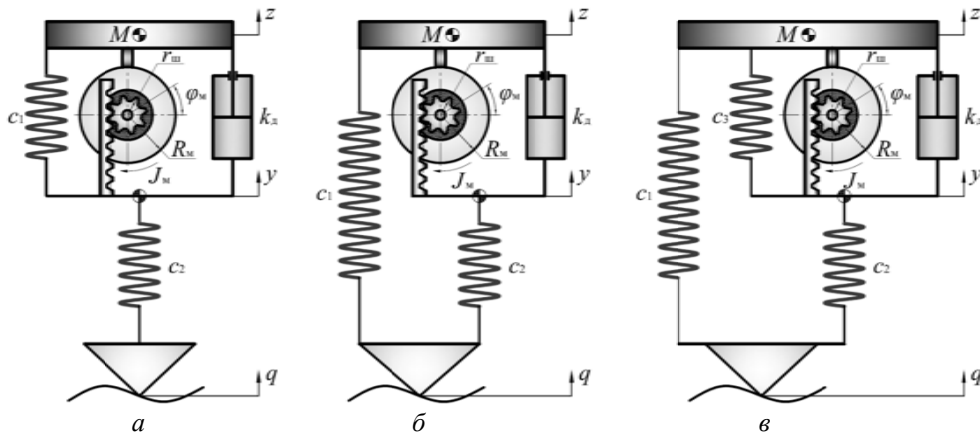


Рис. 1. Расчетные схемы релаксационных подвесок с маховичным инерционным элементом различной структуры: *a* – последовательно соединение дополнительных упругих элементов; *б* – параллельное соединение; *в* – комбинированное соединение; J_m – момент инерции маховика; R_m – радиус маховика; r_m – радиус шестерни реечной передачи; M – поддрессоренная масса; c_1 – жесткость основного упругого элемента; c_2, c_3 – жесткости дополнительных упругих элементов; k_d – коэффициент демпфирования; q – кинематическое возмущение; z – перемещение поддрессоренной массы; y – перемещение точки соединения инерционного и дополнительного упругого элементов; φ_m – угол поворота маховика и шестерни

Колебания такой системы описываются следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} M\ddot{z} + c_1(z - q) + c_3(z - y) + \frac{J_m}{r_m^2}(\ddot{z} - \ddot{y}) + k_d(\dot{z} - \dot{y}) = 0, \\ c_2(y - q) - c_3(z - y) - \frac{J_m}{r_m^2}(\ddot{z} - \ddot{y}) - k_d(\dot{z} - \dot{y}) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $J_{\max} = \frac{m_m R_m^2}{2}$, m_m и R_m – масса и радиус маховика.

Введем обозначение приведенной массы маховика $M_{\text{пр}} = \frac{J_m}{r_m^2}$.

Разделим первое и второе уравнения системы (1) на M и $M_{\text{пр}}$ соответственно и представим систему уравнений (1) в виде:

$$\begin{cases} \ddot{z} + \omega_{01}^2(z - q) + \omega_{03}^2(z - y) + \mu(\ddot{z} - \ddot{y}) + 2h(\dot{z} - \dot{y}) = 0, \\ \mu\omega_{02}^2(y - q) - \omega_{03}^2(z - y) - \mu(\ddot{z} - \ddot{y}) - 2h(\dot{z} - \dot{y}) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где $\mu = \frac{M_{\text{пр}}}{M}$; $\omega_{01}^2 = \frac{c_1}{M}$; $\omega_{02}^2 = \frac{c_2}{M_{\text{пр}}}$; $\omega_{03}^2 = \frac{c_3}{M}$; $2h = \frac{k_d}{M}$.

После преобразований получим следующее выражение:

$$\frac{z_0}{q_0} = \sqrt{\frac{(c_{21} + c_{31} + c_{21}c_{31} - \mu c_{21}t^2 - \mu t^2)^2 + 4\psi^2 t^2 (1 + c_{21})^2}{(c_{21} + c_{31} + c_{21}c_{31} - c_{21}t^2 - c_{31}t^2 - \mu c_{21}t^2 - \mu t^2 + \mu t^4)^2 + 4\psi^2 t^2 (1 + c_{21} - t^2)^2}}, \quad (3)$$

где $t = \frac{\omega}{\omega_{01}}$; $\psi = \frac{h}{\omega_{01}}$; $c_{21} = \frac{c_2}{c_1} = \frac{M_{\text{пр}}\omega_{02}^2}{M\omega_{01}^2} = \mu \frac{\omega_{02}^2}{\omega_{01}^2}$; $c_{31} = \frac{c_3}{c_1} = \frac{M\omega_{03}^2}{M\omega_{01}^2} = \frac{\omega_{03}^2}{\omega_{01}^2}$.

Если $c_3 = 0$, то $c_{31} = 0$ и комбинированная схема на рис. 1, *a* превращается в схему на рис. 1, *б* с параллельным соединением дополнительного упругого элемента, для которой, соответственно, выражение (3) примет вид:

$$\frac{z_0}{q_0} = \sqrt{\frac{(c_{21} - \mu c_{21}t^2 - \mu t^2)^2 + 4\psi^2 t^2 (1 + c_{21})^2}{(c_{21} - c_{21}t^2 - \mu c_{21}t^2 - \mu t^2 + \mu t^4)^2 + 4\psi^2 t^2 (1 + c_{21} - t^2)^2}}. \quad (4)$$

Для третьей схемы на рис. 1, ν с последовательным соединением дополнительного упругого элемента аналитическое решение для коэффициента динамичности получается в следующем виде:

$$\frac{z_0}{q_0} = c_{21} \sqrt{\frac{(1 - \mu^2)^2 + 4\psi^2 \nu^2}{(c_{21} - c_{21} \nu^2 - \mu c_{21} \nu^2 - \nu^2 + \mu \nu^4)^2 + 4\psi^2 \nu^2 (c_{21} - \nu^2)^2}}. \quad (5)$$

Решение уравнений (3), (4), (5) осуществлялось численным методом Рунге–Кутты 4–5 порядка с шагом интегрирования 10^{-3} с, в программном комплексе MATLAB в его программном модуле SIMULINK. Результаты вычислений были получены в виде графиков амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) абсолютных колебаний подрессоренной массы в соответствии с ОСТ 37.001.252–82.

На рис. 2 приведены расчетные АЧХ коэффициента динамичности z_0/q_0 одноопорной одномассовой релаксационной подвески с маховичным инерционным элементом с различным соединением основного и дополнительных упругих элементов. Графики получены при оптимальных параметрах элементов для достижения минимального коэффициента динамичности при каждой расчетной схеме. При этом в отличие от моделей, представленных в работах [5–7] сила сухого трения подвески не вводилась и не учитывалась.

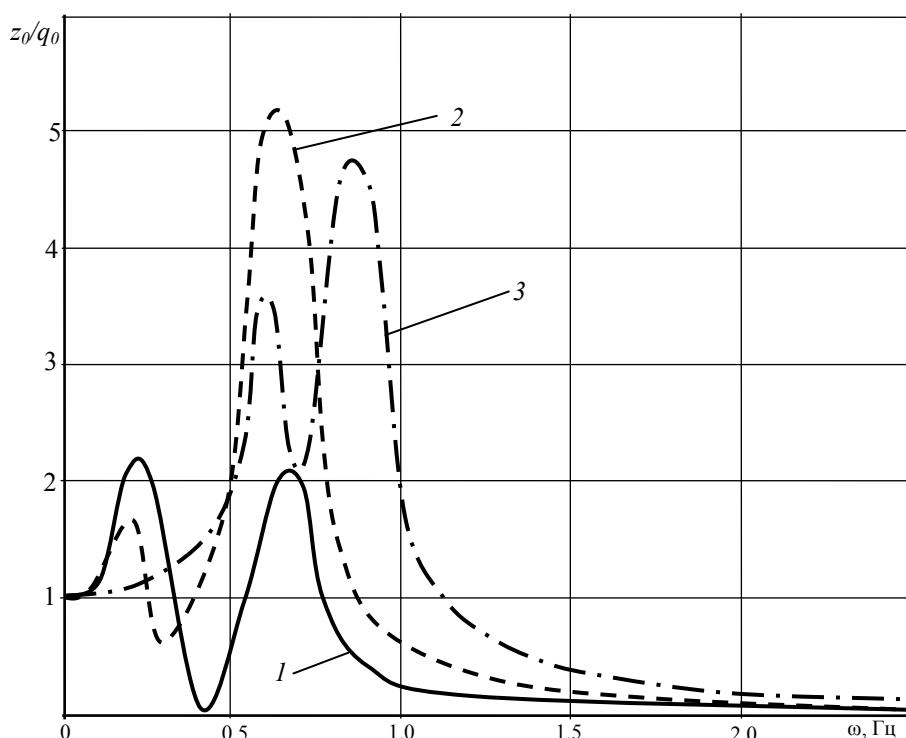


Рис. 2. АЧХ коэффициента динамичности z_0/q_0 одномассовой релаксационной подвески с маховичным инерционным элементом с различным соединением дополнительных упругих элементов:
 1 – последовательное соединение ($c_1 = 10000$ Н/м; $c_2 = 10000$ Н/м; $M_{np} = 790$ кг); 2 – параллельное соединение ($c_1 = 10000$ Н/м; $c_2 = 10000$ Н/м; $M_{np} = 900$ кг); 3 – комбинированное соединение ($c_1 = 25000$ Н/м; $c_2 = 10000$ Н/м; $c_3 = 40000$ Н/м; $M_{np} = 1125$ кг)

Из анализа графиков на рис. 2 следует, что одномассовая релаксационная подвеска с маховичным инерционным элементом и последовательным соединением дополнительных упругих элементов наиболее эффективно гасит колебания подрессоренной массы, обеспечивая наименьший коэффициент динамичности $z_0/q_0 = 2,2$.

Таким образом, разработаны математические модели и найдены аналитические решения для трех возможных структур релаксационной системы подрессорирования АТС с маховичным инерционным элементом, которые позволяют оперативно получать амплитудно-частотные характеристики и по ним выявлять потенциальные виброзащитные свойства новых релаксационных подвесок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А. А. Хачатуров [и др.] ; под ред. А. А. Хачатурова. – М. : Машиностроение, 1976. – 535 с.
2. Рябов, И. М. Виброзащитные свойства одномассовой релаксационной линейной подвески / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 7. – С. 12–14.

3. *Рябов, И. М.* Математическая модель подвески транспортного средства с инерционно-фрикционным амортизатором / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, И. Н. Уруков // *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование.* – 2009. – Вып. 3. – № (21). – С. 29–31.
4. Типы конструкций инерционно-фрикционных амортизаторов, их моделирование и испытания / И. М. Рябов, В. В. Новиков, А. В. Поздеев, К. В. Чернышов, А. С. Митрошенко // *Тракторы и сельхозмашины.* – 2013. – № 4. – С. 23–26.
5. *Рябов, И. М.* Математическое моделирование релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // *Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ.* – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 80–82.
6. *Рябов, И. М.* Теоретическое исследование и выбор рациональных параметров релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // *Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ.* – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3). – С. 83–86.
7. Виброзащитные свойства релаксационной подвески с инерционным демпфирующим устройством / А. В. Поздеев, И. М. Рябов, А. Ю. Соколов, А. С. Митрошенко, Д. А. Чумаков // *Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 3 (130) / ВолгГТУ.* – Волгоград, 2014. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 8). – С. 30–33.

УДК 629.113

А. А. Ревин, В. Г. Дыгало, А. А. Юдина, Л. В. Дыгало

**О ЗАДАЧЕ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ НЕСТАБИЛЬНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК
ЭЛЕМЕНТОВ ЦЕПИ «МОДУЛЯТОР АБС – ТОРМОЗНОЙ МЕХАНИЗМ»
КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ НА КАЧЕСТВО ОТРАБОТКИ КОМАНД УПРАВЛЕНИЯ**

Волгоградский государственный технический университет

(tera@vstu.ru)

В статье обоснованы необходимость и возможность комплексной оценки влияния неустойчивости характеристик элементов цепи «модулятор АБС – тормозной механизм» колес автомобиля на качество отработки команд управления.

Ключевые слова: процесс торможения, неустойчивость характеристик, автомобиль, автоматизированная тормозная система.

The paper substantiates the necessity and possibility of a comprehensive assessment of the impact of volatility characteristics of the circuit elements "ABS modulator - brake" wheels of the car on the quality of mining control command.

Keywords: the process of braking, instability characteristics of the car, automatic braking system.

подавляющее большинство АБС ведущих автомобильных фирм, внедренных в производство, используют ставшие традиционными элементы: датчик состояния вращения колеса и датчики дополнительной информации о состоянии движения автомобиля (скорости, ускорения, нагрузки и т.п.); блок управления, алгоритм управления которого зачастую является предметом «ноу хау» фирмы-производителя; модулятор давления рабочего тела (тормозной жидкости или воздуха в зависимости от типа тормозного привода автомобиля), передающегося по магистралям в тормозные цилиндры колес. Следовательно, выработанные блоком управления АБС команды на основе сигналов датчиков передаются на соленоиды модулятора, с помощью которого формируется требуемое (в соответствии с состоянием затормаживаемого колеса) давление рабочего тела. Последнее передается по магистралям и поступает в рабочие тормозные цилиндры колес, приводя в действие тормозные колодки.

Как было сказано выше, современные блоки управления АБС строятся по различным алгоритмам функционирования, которые засекречиваются фирмой-производителем. Однако при этом можно выделить основные тенденции при формировании алгоритма: применение многофазного регулирования (как на этапе снижения давления, так и нарастания в виде «ступенек», с чередованием фаз нарастания и снижения) и выдержки при управлении длительностью фаз. При выборе фазы регулирования логическим блоком принимается во внимание угловая скорость колеса, ускорение (замедление), а иногда и производная от ускорения. Последнее создает повышенные требования к качеству сигнала, поступающего на вход логического блока. В связи с этим, как величина, так и характер проявляемой неустойчивости в цепи «модулятор АБС – тормозной механизм» может привести к искажению команды управления и, следовательно, состоянию вращения затормаживаемого колеса.

Предварительный анализ элементов цепи, с целью выявления нестабильности их параметров в процессе эксплуатации, проведем для гидравлического тормозного привода микроавтобусов типа «Газель». Исследования проводились на основе анализа отказов и неисправностей элементов тормозного привода на базе СТОА по обслуживанию автоколонны ОАО «ЛК-ТРАНС-АВТО». Выявлено, что наиболее заметному изменению параметров в процессе эксплуатации подвержены такие элементы как пары трения (тормозной диск и тормозные колодки) и подводящий резиновый тормозной шланг. Причем при ТО и ТР тормозной системы и элементов шасси автомобиля отмечено биение поверхности тормозного диска, а также изменение массы тормозной накладки как следствие ее износа. При достижении размеров накладки, предельных по минимальной толщине, увеличивается рабочий объем тормозного цилиндра, а его поршень часто имеет повышенное сопротивление при перемещении. Для резинового тормозного шланга характерно снижение радиальной жесткости стенок и появление на поверхности микротрещин по причине явления старения резины.

Для установления влияния нестабильности характеристик выявленных элементов на качество отработки команд блока управления АБС в ВолгГТУ подготовлены следующие средства исследования. При анализе влияния характеристик трубопровода используется комплексная моделирующая установка (КМУ) (см. рисунок) [1–4]. Установка позволяет в лабораторных условиях методом «сравнения состояний» [5] при фиксации входных параметров оценить градиенты изменения давления рабочего тела на каждой из фаз регулирования и тем самым определить степень искажения команды управления, которую вносит данный элемент цепи.



Стенд, позволяющий проводить виртуально-физические испытания автоматизированных тормозных систем и элементов шасси автомобиля

Оценка влияния нестабильности характеристик пар трения проводится комплексно. На СТОА в течение запланированной периодичности ТО тормозной системы микроавтобусов типа «Газель» оценим характеристики биения тормозного диска и степени изменения массы, тормозных колодок. Полученные данные позволят оценить диапазон изменения параметров элементов при эксплуатации микроавтобусов. При обработке результатов также планируется использовать метод «сравнения состояний» [5], который наиболее эффективен при обеспечении высокой воспроизводимости входных параметров, достигаемой путем использования численного эксперимента на разработанной в ВолгГТУ математической модели «Koleso» [6]. Под поставленную задачу исследования модель модернизирована авторами в цепи передачи команды управления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дыгало, В. Г. Альтернативные (виртуально-физические) испытания автоматизированных тормозных систем колесных машин / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Технология колесных и гусеничных машин. – 2015. – № 1. – С. 37–43.
2. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в V-цикле при проектировании систем активной безопасности / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 5). – С. 35–38.
3. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств : монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин ; ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 316 с.
4. Дыгало, В. Г. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств : монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин. – М. : Машиностроение, 2012. – 387 с.
5. Верификация результатов моделирования тормозной динамики автомобиля с пневматической АБС / В. Г. Дыгало, В. В. Котов, Л. В. Дыгало, А. А. Ревин // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 19 (146) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 9). – С. 16–20.
6. Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2014618925 от 20 сентября 2014 г. РФ, МПК (нет). Расчет параметров движения колеса в режиме торможения (Колесо) / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин; ВолгГТУ. – 2014.

УДК 629.113

*Е. И. Тескер, В. Ю. Тараненко, В. В. Елхов, М. А. Субботин***СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИЙ И ПРИВодОВ ПРИМЕНЕНИЕМ КОНСТРУКЦИЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ПОВЫШЕННОЙ ПОДАТЛИВОСТЬЮ ЗУБЬЕВ, ДИСКОВ И СТУПИЦ****Волгоградский государственный технический университет**

(ts@vstu.ru, taranenko17@rambler.ru)

Изложены результаты анализа эффективности применения зубчатых колес силовых передач с повышенной податливостью зубьев, дисков и ступиц. Показано, что за счет оптимизации конструктивных элементов высоконагруженных зубчатых колес можно существенно повысить несущую способность и долговечность приводов с зубчатыми колесами. Разработаны рекомендации по проектированию зубчатых колес с упрочненными характеристиками.

Ключевые слова: зубчатое колесо, диск, ступица, привод.

The results of the analysis of efficiency of application of gear wheels power transmissions with higher susceptibility of teeth, discs and hubs. It is shown that by optimizing the structural elements of highly loaded gear wheels can significantly improve the bearing capacity and durability of the actuators with toothed wheels. Developed recommendations for the design of gears with hardened characteristics.

Keywords: gear wheel, disc, hub, wheel drive.

Конструкции зубчатых колес рассматриваемой группы получают все большее признание у машиностроителей, так как они позволяют значительно повысить нагрузочную способность, долговечность и снизить виброактивность зубчатых передач практически без применения трудоемких и ответственных технологических процессов образования зубчатых профилей (например, зубошлифование).

Длительное время возможности конструирования зубчатых зацеплений с эвольвентным профилем были ограничены необходимостью использования только стандартизованного исходного контура или его модификаций по традиционной схеме синтеза передач – от технологии к изделию. Значительный рост технологических возможностей промышленности и научные достижения в области разработки геометро-кинематической теории зубчатых передач позволяют в настоящее время решать задачи синтеза геометрии по схеме, предусматривающей: синтез зацепления вне зависимости от производящего исходного контура, при котором геометро-кинематические и качественные показатели зацепления выбираются по критериям снижения динамических составляющих нагрузки, неравномерности ее распределения по длине контактных линий, виброактивности передачи, повышения ее долговечности и т.д.; синтез зубьев, при котором выбор производящего исходного контура осуществляется с учетом возможной интерференции при конструировании переходной кривой, параметры которой назначаются по условиям обеспечения изгибной прочности.

Такой синтез зацепления и передачи в целом расширяет возможности конструирования передач, а именно, получение передач с коэффициентом перекрытия $\epsilon > 2$, создание зацеплений с несимметричным профилем (рис. 1, а). Однако появление передач с нестандартными профилями зубьев потребовало разработки метода расчета напряжений в зубьях. Возникла необходимость разработки и применения методов, базирующихся на последних достижениях теории упругости, широком использовании ЭВМ, а также позволяющих учитывать действительную геометрию контура зуба.

На рис. 1, б, в представлены конструкции зубчатых венцов, обеспечивающих повышение податливости зубьев и ее переменную величину по ширине зубчатого венца, что достигается с помощью выемок (канавок), расположенных по торцам зубьев, глубиной в радиальном направлении, превышающей высоту зубьев.

Интенсивным источником возбуждения колебаний в прямозубых передачах является периодическое изменение жесткости по фазе зацепления, что связано с повторяющимся нахождением в зацеплении то одной, то двух пар зубьев. Если принять, что жесткость зацепления пропорциональна суммарной длине контактных линий (СДКЛ), то добиться постоянства СДКЛ можно, используя одну из схем, приведенных на рис. 1, г. Однако при этом не всегда обеспечивается постоянство жесткости зубьев по фазе зацепления, так как в общем случае жесткость определяется не только контактной и изгибной деформациями, но и деформацией, прилегающей к зубу части обода зубчатого колеса.

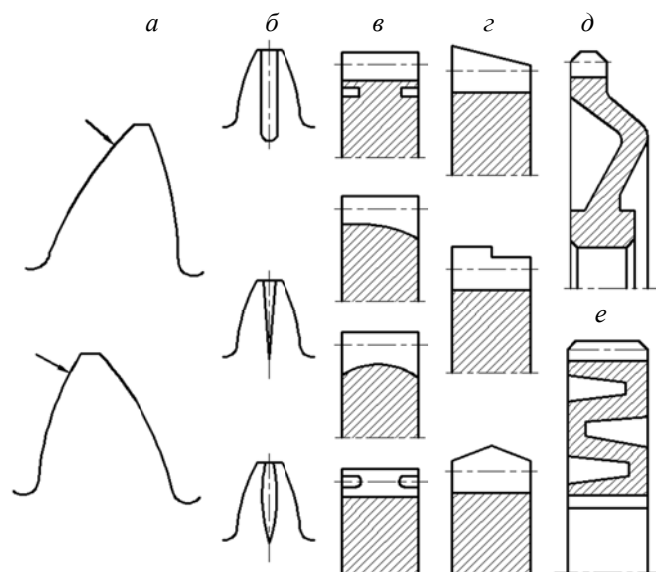


Рис. 1. Зубчатые колеса с повышенной податливостью зубьев и элементов дисков

Конструкции зубчатых колес с уменьшенной радиальной жесткостью зубчатого венца и диска колес представлены на рис. 1, д и 1, е. Подобные конструкции весьма перспективны вследствие их технологичности. Подбором оптимальных величин радиальной жесткости ободьев зубчатых венцов и дисков колес может быть достигнуто значительное снижение неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий на сопряженных зубьях, а также виброактивности передач. Однако, учитывая современное состояние теории расчета податливости профильных дисков сложной конфигурации в сочетании с податливостью зубчатого обода, создание даже приближенной методики расчета, которая позволила бы на стадии проектирования достаточно обоснованно выбрать размеры конструктивных элементов подобного зубчатого колеса, связано с большими трудностями. Частоты собственных колебаний участков профильных дисков достаточно высоки и могут находиться в зонах резонанса с зубцовыми и кратными им частотами возмущающих сил в зубчатом зацеплении, вызывая возрастание уровня виброактивности передачи и повышенные износы контактирующих зубьев. Поэтому для выбора конструктивных параметров таких зубчатых колес в каждом конкретном случае необходимо проведение экспериментальных исследований.

Существенного снижения динамических составляющих нагрузки в зубчатых зацеплениях часто можно достичь фланкированием зубьев, выбором рациональной формы и размеров фланка. Для выравнивания распределения изгибных и контактных напряжений по длине контактных линий зубьев прямозубых колес, в условиях заранее известного по направлению их взаимного перекоса, эффективным средством является продольное модифицирование зубьев или преднамеренное смещение в одну сторону зоны сопряжения обода и диска колеса.

В целом практически для всех рассмотренных конструкций зубчатых колес возникает необходимость разработки индивидуальных методик расчета рациональных конструктивных параметров, обеспечивающих повышенную податливость зубчатых венцов и требуемое повышение долговечности, а также снижение виброакустической активности зубчатых передач.

Известны конструкции зубчатых колес, имеющие встроенные демпферы, предназначенные для гашения вибраций, возникающих в зубчатом зацеплении (рис. 2). Радиальные и осевые встроенные демпферы представляют собой металлические кольца, размеры и массы которых определяются в зависимости от конструкции колес. В стыках между демпферами и зубчатыми колесами происходит интенсивная потеря колебательной энергии.

Накладной демпфер имеет форму конической кольцевой пружины, прижатой наружной кромкой к боковой поверхности диска

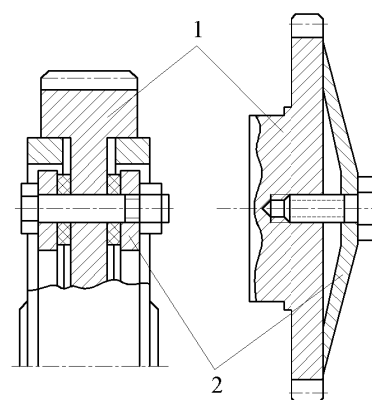


Рис. 2. Зубчатые колеса с накладными и встроенными демпферами: 1 – зубчатые колеса; 2 – демпферы

зубчатого колеса на диаметре, близком к диаметру основной окружности. При возникновении деформирующего усилия, действующего в одном направлении в любой точке наружной кромки пружины, диаметрально противоположная точка наружной кромки перемещается в противоположном направлении, в результате чего гасятся вибрации за счет рассеивания их энергии и интерференции колебаний.

Одним из эффективных методов снижения этих вибраций и шума может быть размещение в дисках зубчатых колес вибро-демпфирующих масс. Для этого отверстия дисков колес заполняют материалом с высокими демпфирующими характеристиками, например резиной.

К этой группе составных зубчатых колес с упругим креплением зубчатых венцов можно отнести зубчатые колеса с промежуточными дисковыми вставками из сплавов с высокими демпфирующими характеристиками.

Значительного снижения виброакустической активности зубчатых передач можно достичь, путем нанесения на торцовые поверхности зубчатых колес вибропоглощающих покрытий из вязкоупругих материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Кудрявцев, В. Н.* Детали машин / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1980. – 320 с.
2. *Лебедев, А. А.* Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии. Справочник / А. А. Лебедев [и др.]. – Киев: Наукова думка, 1983. – 366 с.
3. Технологии автомобиле- и тракторостроения : учебник для студ. высш. учеб. заведений / А. В. Победин, Ю. Н. Полянчиков, О. Д. Косов, Е. И. Тескер ; под. ред. А. В. Победина. – М. : Издательский центр «Академия», 2009. – 352 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПРОЦЕССОВ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 656.11:004.42

Е. А. Евдокимов, Д. В. Сенкин, Д. Д. Сильченков

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОРГАНИЗАЦИИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ НА ПЕРЕСЕЧЕНИИ УЛ. РОКОССОВСКОГО И ПРОСП. ИМ. МАРШАЛА ЖУКОВА В ВОЛГОГРАДЕ С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТА ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ AIMSUN

Волгоградский государственный технический университет

(senkindv@gmail.com, xdimanx.vstu@mail.ru)

Актуальность данной работы связана с применением компьютерного моделирования транспортных и пешеходных потоков и изменения схемы организации дорожного движения на улично-дорожной сети (УДС) города Волгограда. Для моделирования исследуемого участка улично-дорожной сети применяется программный комплекс «Aimsun». Это дает уникальные возможности наглядно увидеть возможные последствия тех или иных организационно-конструктивных мероприятий. Пересечение ул. Рокоссовского и просп. им. Маршала Жукова на протяжении последних десяти лет является проблемным. Ежедневно в часы пик на подходах к нему скапливается большое количество автомобилей. А как известно, заторы приводят к ухудшению экологической обстановки в городе, а также необоснованным тратам денежных средств вследствие простоя транспорта.

В статье предлагается усовершенствованная модель организации дорожного движения на пересечении ул. Рокоссовского и просп. им. Маршала Жукова, которая является эффективной по сравнению с существующей. В новой транспортной схеме повышается средняя скорость транспортного потока, а следовательно, и пропускная способность пересечения, снижается количество конфликтных точек, а также снизится количество выбросов отработавших газов автомобилей вследствие их длительного простоя.

Ключевые слова: моделирование, организация дорожного движения, ДТП, транспортный узел, транспортный поток, пешеходный поток, Aimsun.

The relevance of this work is related to the use of computer modeling of traffic and pedestrian flows and changes in the scheme of traffic management in the road network (MAC) of the city of Volgograd. To simulate the study area road network is used Aimsun software system. This gives a unique opportunity to visually see the consequences of various organizational and structural measures. Crossing the street Rokossovsky and Marshal Zhukov Avenue is a problem for the past ten years. Every day during peak hours on the approaches to it accumulates a large number of cars. And as you know, traffic congestion lead to deterioration of the ecological situation in the city, as well as unreasonable costs and the emergence of the shortfall of funds due to the downtime of transport.

The article proposes a improved model traffic management at the intersection of Rokossovsky and Marshal Zhukov prospect, that is effective in comparison with the existing one. The new transportation system, increases the average speed of the traffic flow, and hence the capacity of the intersection, reduced the number of conflict points and reduce the amount of exhaust emissions from motor vehicles as a result of their long time inactivity.

Keywords: simulation, traffic management, road accident, transport hub, traffic flow, pedestrian flow, Aimsun.

Рост автомобильного парка в городах и повышение интенсивности дорожного движения приводят к снижению скоростей движения, возникновению задержек в транспортных узлах, ухудшению условий движения, повышению загазованности и уровня шума в городской застройке, росту аварийности на улично-дорожной сети. Все это вызывает необходимость разработки эффективных мероприятий по устранению подобных негативных последствий, особенно по снижению дорожно-транспортных происшествий (ДТП).

Известно, что около 75 % ДТП возникает в городах, причем больше половины концентрируется в зонах пересечений магистралей. Поэтому проблема организации и безопасности движения ставит важнейшую градостроительную задачу, от правильного решения которой зависят надежность и качество функционирования всей городской транспортной системы и возможности реализации необходимых инженерно-технических решений, в том числе и по снижению числа ДТП.

Обеспечение быстрого и безопасного движения в современных городах требует применения комплексного проведения мероприятий архитектурно-планировочного и организационного характера [1].

В то время как реализация мероприятий архитектурно-планировочного характера требует, помимо значительных капиталовложений, довольно большого периода времени, организационные мероприятия способны привести хотя и к временному, но сравнительно быстрому эффекту. В ряде случаев организационные мероприятия выступают в роли единственного средства для решения транспортной проблемы. Речь идет об организации движения в исторически сложившихся кварталах старых городов, которые часто являются памятниками архитектуры и не подлежат реконструкции. Кроме того, развитие улично-дорожной сети нередко связано с ликвидацией зеленых насаждений, что не всегда является целесообразным.

При реализации мероприятий по организации дорожного движения (ОДД) особая роль принадлежит внедрению технических средств: дорожных знаков и дорожной разметки, средств светофорного регулирования, дорожных ограждений и направляющих устройств. При этом светофорное регулирование является одним из основных средств обеспечения безопасности движения на перекрестках. Основа для разработки эффективных мероприятий – научные исследования по выявлению закономерностей характера движения [2].

В качестве совершенствования организационной схемы движения было выбрано пересечение ул. Рокоссовского и просп. им. Маршала Жукова. Эти дороги являются магистральными улицами общегородского значения регулируемого движения. Протяженность улицы Рокоссовского составляет 3982 метра, протяженность просп. Жукова – 7500 метров. Данный участок на протяжении последних десяти лет является проблемным. Ежедневно в часы пик на подходах к нему скапливается большое количество автомобилей. А как известно, заторы приводят к ухудшению экологической обстановки в городе, а также необоснованным тратам и возникновению недополученных денежных средств вследствие простоя транспорта.

При сборе данных на пересечении улиц выяснилось, что суммарная интенсивность транспортного потока через транспортный узел превышает 5500 авт./час. Преимущественно это легковой транспорт.

Изначально была создана модель существующего пересечения с учетом собранных данных об интенсивности движения автомобильного транспорта и пешеходов (рис. 2).

При запуске имитации транспортного и пешеходного потока были получены данные, которые максимально приближены к тому, что происходит на пересечении в реальной жизни. Наглядно увидеть полученный результат можно в табл. 1, где 1 – подход от улицы Двинской (из центра в Ворошиловский); 2 – подход от улицы Кубанской (из Ворошиловского в центр); 3 – подход от улицы Новороссийской (из центра в Дзержинский); 4 – подход от улицы Каспийской (из Дзержинского в центр).

Таблица 1

Данные о транспортном потоке на существующей схеме ОДД

Подходы \ Параметры	Средняя скорость потока (км/ч)	Транспортные задержки (сек.)	Длина очереди (м.)
1	33,7	36,57	430
2	25,2	29,18	370
3	30,8	45,94	360
4	28,5	45,94	300
Среднее значение	29,5	39,6	365

В ходе моделирования новых схем ОДД было рассмотрено несколько вариантов по совершенствованию схемы организации движения.

Предлагалось, в частности, поменять цикл светофорного регулирования, разделив на отдельные отрезки фазу для движения по просп. Жукова и ул. Невской и соединив фазы для движения по ул. Рокоссовского.

Кроме того, совершались попытки изменить длительности фаз, сделав фазу для просп. Жукова длиннее.

Однако ни одна из вышеизложенных инициатив так и не привела к желаемому результату.

В ходе исследования было предложено модернизировать существующую схему организации движения при помощи такого приема, как «отнесенный левый поворот».

Данное мероприятие призвано устранить левые повороты в рамках одной светофорной фазы. Автомобили, которым необходимо совершить маневр левого поворота, должны будут на пересечении Рокоссовского и Жукова проехать прямо и развернуться на специально отведенном для этого месте в районе улицы Новороссийской и улицы Каспийской. Это позволит снизить транспортные задержки, а следовательно, и количество скапливающихся на походах автомобилей.

Поскольку при разработке такой схемы организация транспортных потоков выходит за пределы конкретного пересечения, необходимо также произвести реконструкцию участков, предназначенных для разворота автомобилей.

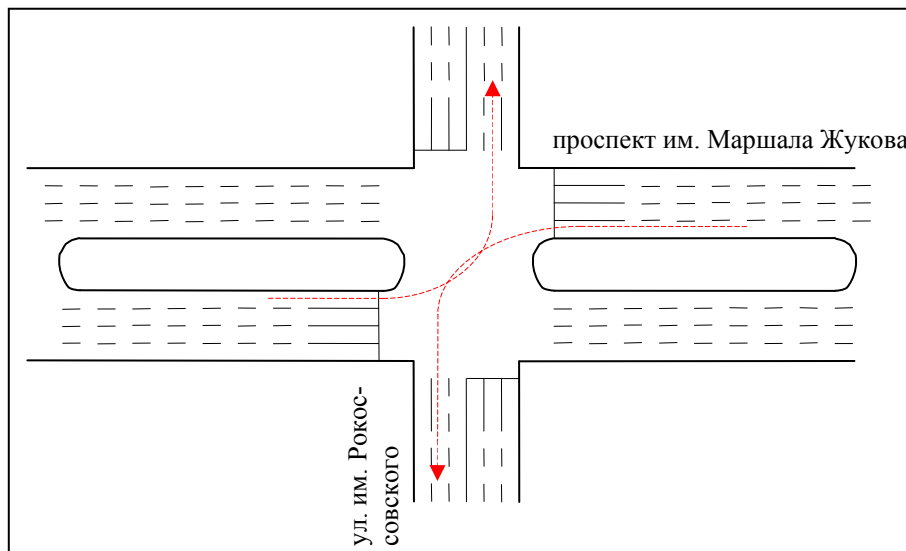


Рис. 1. Действующая схема организации левого поворота на пересечении ул. Рокоссовского и просп. им. Маршала Жукова

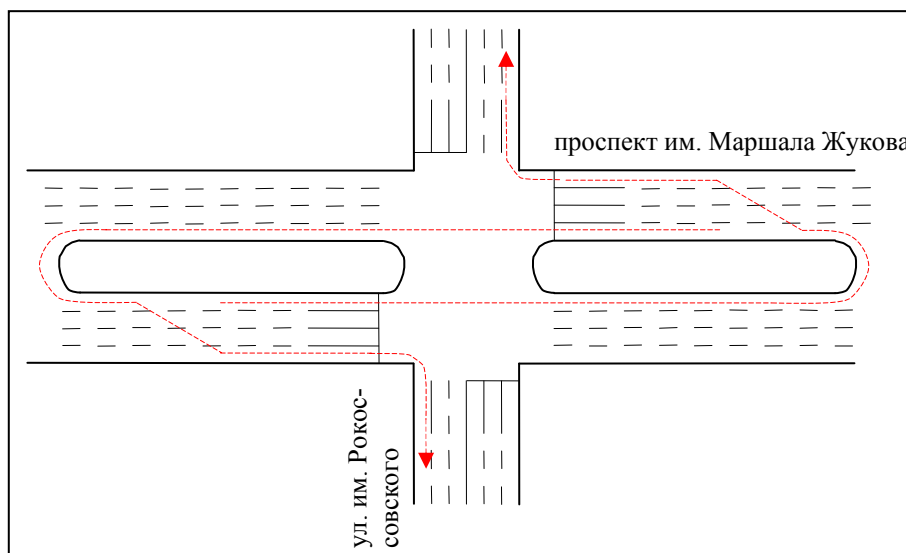


Рис. 2. Организации левого поворота по схеме «отнесенный левый поворот»

Технологически разработка подобной схемы состоит из нескольких этапов.

Первый этап носит конструктивный характер. Для того чтобы в дальнейшем запретить маневр левого поворота, необходимо сначала обустроить всю необходимую инфраструктуру для беспрепятственного разворота автомобилей в условленных местах. Автомобили, совершающие разворот, должны попадать на выделенную полосу движения для того, чтобы далее продолжить свой путь, перестроившись вправо для поворота.

Второй этап реконструкции заключается в том, чтобы запретить маневр левого поворота в пределах пересечения в направлении, перпендикулярном Второй продольной. Для этих целей необходимо на обоих подходах к пересечению разместить запрещающие дорожные знаки 3.18.2 «Поворот налево запрещен». Также следует заменить знаки группы 5.15.2, допускающие поворот налево знаками, предписывающими движение только в прямом направлении [3].

Третьим этапом модернизации является изменение фаз светофорного цикла. Необходимо предоставить максимально беспрепятственный поворот всем желающим направо с просп. Жукова и ул. Невской. Кроме того, имеется возможность изменить длительность светофорных фаз в соответствии с фактической интенсивностью.

Для наглядного обоснования эффективности предложенных мер ниже (табл. 2) показаны данные о задержках и средней скорости прохождения пересечений автомобилями в новой схеме ОДД.

Таблица 2

Данные о транспортном потоке на модернизированной схеме ОДД

Подходы \ Параметры	Средняя скорость потока (км/ч)	Транспортные задержки (сек.)	Длина очереди (м.)
1	35,7	30,5	250
2	33,2	27,2	210
3	45,6	34,5	220
4	43,2	34,5	180
Среднее значение	39,4	31,7	215

Как видно из табл. 2, на модернизированной схеме ОДД средняя скорость потока увеличилась на 25 %, а транспортные задержки и средняя длина очереди сократились на 20 % и 40 % соответственно.

В ходе исследования была доказана эффективность предлагаемых мероприятий не только с точки зрения сокращения транспортных задержек, но и экономии денежных средств за счет оптимизации потерь времени в пути, а также с точки зрения снижения вреда, наносимого автомобильным транспортом экологии города Волгограда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Клиновитейн, Г. И.* Организация дорожного движения : учебник для вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. / Г. И. Клиновитейн, М. Б. Афанасьев. – М. : Транспорт, 2009.
2. *Плотников, А. М.* Разработка схем организации движения транспортных потоков на регулируемых перекрестках : учеб. пособие / А. М. Плотников. – СПб. : Нестор-История, 2010. – 110 с.
3. *Якимов, М. Р.* Транспортные системы крупных городов / М. Р. Якимов. — Пермь : ПГТУ, 2008. – 184 с.

УДК 656.13

С. Б. Джахьяева, Е. В. Климова

ДЕТСКИЙ ТРАВМАТИЗМ НА ДОРОГАХ: ПУТИ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ

Астраханский государственный технический университет

(katuwaastu@yandex.ru)

Статья посвящена проблеме детского травматизма на дорогах. Проведен анализ ситуации в масштабах страны, и Астраханской области в частности, в период с 2011 по 2014 гг. Авторы статьи считают необходимым создание специализированного учебного автогородка, имитирующего городские условия автомобильных дорог со светофорами, разметкой, пешеходными переходами, тротуарами, остановками общественного транспорта и оснащенного специальными ТС для детей и подростков, посещающих дошкольные и общеобразовательные учреждения начальных, средних и старших классов. Совместно с внедрением в образовательный процесс курса ПДД учебный автогородок позволит наглядно и в занимательной форме прививать навыки культурного и грамотного поведения на дорогах. Предложены комплексные мероприятия для снижения детского дорожного травматизма и уменьшения тяжести последствий.

Ключевые слова: детский дорожно-транспортный травматизм, статистика дорожно-транспортных происшествий, автогородок.

The article deals with the problem of child injuries on the roads. The analysis of the situation across the country and the Astrakhan region in particular in the period from 2011 to 2014gg. The authors consider it necessary to create specialized training AutoCity simulating conditions of urban roads with traffic lights, markings, pedestrian crossings, sidewalks, public transport and equipped with special TC for children and teenagers attending pre-school and educational institutions of primary, secondary and high school. Together with the introduction in the educational process a training course SDA AutoCity will clearly and in an entertaining way to inculcate the skills of cultural and competent behavior on the roads. Proposed comprehensive actions to reduce child road accidents and reduce the severity of the consequences.

Keywords: child road traffic injuries, the statistics of traffic accidents, AutoCity.

Основной целью системы управления на транспорте является обеспечение безопасности. Повышение уровня безопасности на дорогах страны автоматически решает экономические, экологические и социальные проблемы. Для достижения указанной цели необходимы тщательный анализ аварийности автомобильного транспорта и поиск решений, результаты которых распространяются как на ближайшее время, так и на перспективу.

В широком спектре направлений анализа аварийности особенно острой проблемой является детский травматизм. Ежегодно на дорогах городов нашей страны совершаются сотни дорожно-транспортных происшествий (ДТП), в результате которых десятки детей погибают, сотни получают ранения и травмы. За 5 месяцев текущего года в Российской Федерации произошло 7047 ДТП с участием несовершеннолетних, в которых 302 ребенка погибли и 7271 были травмированы [1]. Детский дорожно-транспортный травматизм (ДДТТ) является приоритетной проблемой общества, требующей незамедлительных решений при всеобщем участии и самыми эффективными методами.

Согласно официальной статистике за последние семь лет количество детей, пострадавших в ДТП, не только не уменьшается несмотря на предпринимаемые меры, но и имеет тенденцию к росту. Наиболее показательными стали данные 2014 года. Так, за этот год произошло 21148 (увеличилось на 1,3 % по сравнению с 2013г.) ДТП с участием детей, в которых 872 (снизилось на 7,2 %) ребенка погибли, а 22407 (увеличилось на 1,8 %) детей получили ранения [1]. По относительным показателям аварийности за 2014г. количество ДТП на 10 тыс. ед. ТС от среднего 100 % по России составляет 42,6, а число погибших от среднего 100 % на 100 тыс. жителей – 199,1.

По данным ГИБДД, в РФ за 2014 год среди общего числа погибших в ДТП пассажиров различных видов транспортных средств (ТС) с участием детей 87,9 % занимают пассажиры легковых ТС [1]. Анализируя в том же году поведение детей-пешеходов, получим следующие данные (рис. 1).



Рис. 1. Детский дорожно-транспортный травматизм в 2014 году, %

Аналогично ситуации по стране в Астраханской области наблюдается рост ДТП с детским травматизмом (рис. 2) [2]. На рис. 3 представлено соотношение общего числа ДТП с участием детей с количеством происшествий, произошедших по вине детей в Астраханской области с 2010 по 2014 гг. Статистические сведения демонстрируют рост обоих показателей.

Устойчивый рост представленных показателей за последние пять лет как по России, так и по Астраханской области в частности, свидетельствует о неграмотном поведении детей и сопровождающих их взрослых на дорогах.

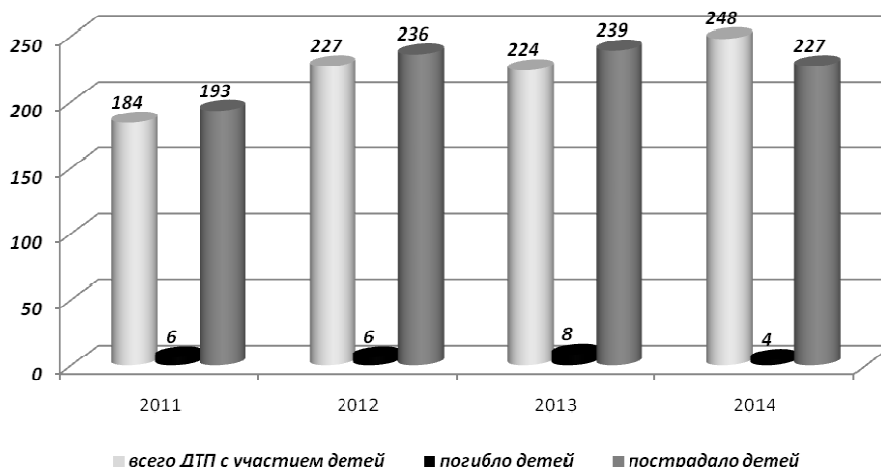


Рис. 2. Анализ аварийности с детским травматизмом за период с 2011 по 2014 гг.

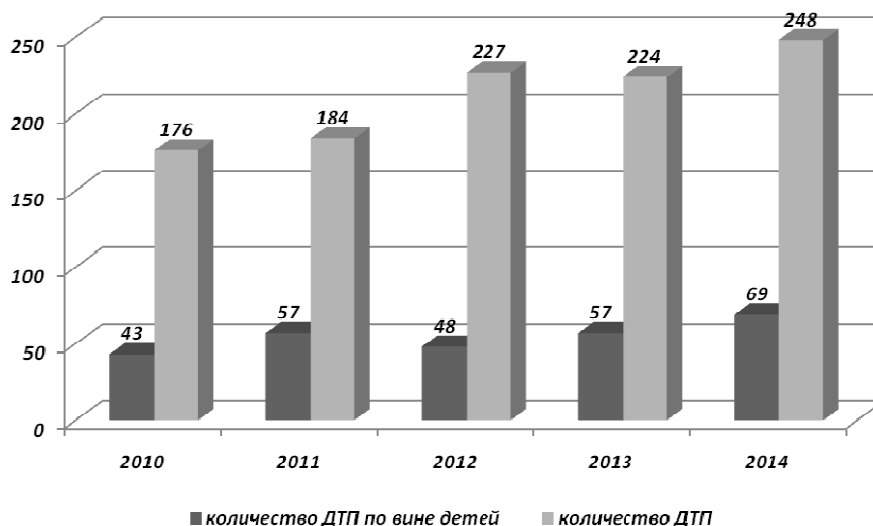


Рис. 3. Сравнительный анализ ДТП с участием детей за пятилетний период

Основными причинами ДДТГ являются незнание или игнорирование и как следствие нарушение ПДД, и детская безнадзорность. Дети, предоставленные самим себе, не обращают должного внимания на опасности на дороге. Они еще не умеют в полной мере управлять своим поведением, не в состоянии правильно оценить дорожную обстановку, считают себя зачастую быстрее и «сообразительнее» водителя автомобиля.

По мнению психологов, повышенная предрасположенность ребенка к несчастным случаям на дороге обусловлена его психофизиологическими возрастными особенностями [3].

Сегодня в нашей стране проходят многочисленные акции по профилактике детского травматизма, в рамках которых проводятся занятия для детей по ПДД. Однако этого не достаточно. Обучение правильному поведению на дорогах должно стать регулярным уроком наравне с общеобразовательными предметами в школах и детских садах. Преподавание основ поведения на дорогах должно вестись в доступном и интересном согласно возрасту формате. Сотрудники сферы образования должны осознавать, что ПДД для ребенка – это правила выживания в современном городе или поселке. И степень необходимости получения этих знаний стоит выше любого другого предмета.

Для внедрения в образовательный процесс дисциплины ПДД сотрудниками кафедр «Техника и технологии наземного транспорта» Астраханского ГТУ предлагается оборудовать детский учебный автогородок (рис. 4) на территории университета в рамках Федеральной целевой программы «Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах» [4] и на основании государственной программы «Развитие промышленности, топливно-энергетического комплекса, природных ресурсов и транспорта Астраханской области» (период реализации 2015–2020 годы) [5].

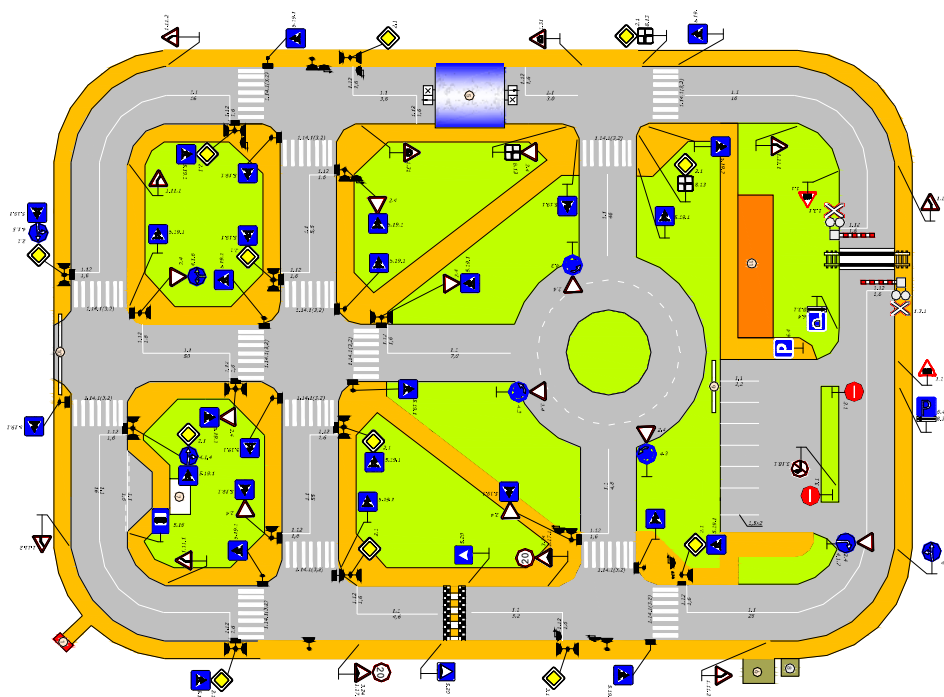


Рис. 4. Схема предлагаемого автогородка площадью 1750 кв.м. (50м X 35м.)

В разработанном проекте учебного автогородка геометрические характеристики, ширина проезжих частей, а также установка всех необходимых технических средств организации дорожного движения приняты согласно требованиям ГОСТ Р 51256–2011 [6], ГОСТ Р 52290–2004 [7], ГОСТ Р 52289–2004 [8] и пропорционально уменьшены в соответствии с антропометрическими данными детей, что улучшает видимость, понимание и правильное восприятие учащимися дорожной ситуации, а так же удобство в эксплуатации и обслуживании.

На базе автогородка планируется обучение детей и подростков ПДД, формирование навыков безопасного поведения на дорогах, укрепление и контроль дисциплины участия в дорожном движении, а значит, создание условий безопасного участия детей в дорожном движении (рис. 4).

В 2014 г. в Астрахани, в областном реабилитационном центре для детей и подростков с ограниченными возможностями здоровья, в рамках партнерского проекта «К движению без ограничений!», который реализует Фонд поддержки детей, попавших в трудную жизненную ситуацию, совместно с компанией «KIA Motors RUS», была открыта специализированная развивающая площадка, предназначенная для обучения детей ПДД в условиях, максимально приближенных к реальным. За время открытия площадки на ней прошло 128 занятий [9]. В рамках реализации второго этапа партнерского проекта «К движению без ограничений!» при участии благотворительного фонда «Детям с любовью» открылся оснащенный автокласс, обучение в котором поможет наглядно представить теоретический материал и более эффективно проводить занятия, которые позволят детям быть более мобильными и обеспечить их безопасность на улицах и дорогах [6].

Авторы статьи считают необходимым создание специализированного учебного автогородка, имитирующего городские условия автомобильных дорог со светофорами, разметкой, пешеходными переходами, тротуарами, остановками общественного транспорта и оснащенного специальными ТС для детей и подростков, посещающих дошкольные и общеобразовательные учреждения начальных, средних и старших классов. Совместно с внедрением в образовательный процесс курса ПДД учебный автогородок позволит наглядно и в занимательной форме прививать навыки культурного и грамотного поведения на дорогах. Данное предложение уже озвучено заместителю министра промышленности, транспорта и природных ресурсов С. Зайковой. В таких крупных городах, как Москва, Новосибирск, Екатеринбург и др., уже имеется положительный опыт использования подобных автогородков при обучении детей и подростков.

Вместе с тем для снижения ДДТТ рекомендуется:

1. При проведении родительских собраний доводить информацию о необходимости использования детских удерживающих устройств и ремней безопасности и неукоснительного соблюдения требований ПДД.

2. При целенаправленной профилактической работе по фактам ДТП с участием несовершеннолетних в возрасте до 16 лет привлекать общественные организации, комитеты и управления культуры и молодежной политики, религиозные конфессии.

3. Усилить работу со средствами массовой информации, уделив особое внимание соблюдению требований ПДД несовершеннолетними водителями транспортных средств.

4. Рекомендовать органам исполнительной власти муниципальных образований подготовку и размещение на улицах городов, поселков на визуальных носителях наружной рекламы образцов социальной рекламы обеспечения безопасности дорожного движения.

5. Создать специальную тематическую обучающую телевизионную передачу для детей и подростков по выработке навыков безопасного поведения в условиях дорожно-транспортной среды.

Таким образом, только комплексная работа позволит снизить количество ДТП и снизить тяжесть их последствий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения [Электронный ресурс] // Официальный веб-сайт Госавтоинспекции МВД России. – 2015. – Режим доступа: <http://www.gibdd.ru/stat/>.
2. Сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения [Электронный ресурс] // Официальный веб-сайт Госавтоинспекции МВД России по Астраханской области. – 2015. – Режим доступа: <http://www.gibdd.ru/r/30/stat/>.
3. Карвасарский, Б. Д. Клиническая психология : учебник / Б. Д. Карвасарский. – СПб, 2002. – 956 с.
4. Федеральная целевая программа «Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах»: Постановление правительства РФ от 03.10.2013 № 864.
5. Государственная программа «Развитие промышленности, топливно-энергетического комплекса, природных ресурсов и транспорта Астраханской области» (период реализации 2015–2020 годы): Постановлением правительства Астраханской области от 16.09.2014 № 400-П.
6. ГОСТ Р 51256–2011 «Технические средства организации дорожного движения. Разметка дорожная. Типы, основные параметры. Общие технические средства». – М. : Стандартинформ. – 2011.
7. ГОСТ Р 52290–2004 «Технические средства организации дорожного движения, знаки дорожные. Общие технические требования». – М. : Стандартинформ. – 2006.
8. ГОСТ Р 52289–2004 «Технические средства организации дорожного движения. Правила применения дорожных знаков, разметки, светофоров, дорожных ограждений и направляющих устройств». – М. : Стандартинформ. – 2006.
9. Сведения о работе учебного автогородка для детей с ограниченными возможностями [Электронный ресурс] // Официальный веб-сайт новостного ресурса. – 2015. – Режим доступа: <http://www.astrakhan-24.ru/news>

УДК 656.1

Е. Р. Нурғалиев¹, С. В. Данилов², Р. Я. Кашманов³

ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ В ГОРОДАХ РОССИИ СИСТЕМЫ МАРШРУТНЫХ ТАКСОМОТОРНЫХ ПЕРЕВОЗОК ПАССАЖИРОВ ПО ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ ЗАКАЗАМ

¹Каспийский институт морского и речного транспорта (филиал)

Волжского государственного университета водного транспорта, г. Астрахань

²Северо-Кавказская государственная гуманитарно-технологическая академия, г. Черкесск

³Волгоградский государственный технический университет
(Iver7@yandex.ru, sergey-danilov1@ya.ru, avp24897@mail.ru)

В статье рассмотрены подходы к развитию городского транспорта в России и возможность разработки моделей и алгоритмов управления и принятия управленческих решений, возникающих при функционировании маршрутных таксомоторных перевозок по предварительным заказам. Там, где для коммерческих компаний главное – это извлечение прибыли, перед общественным транспортом стоит целый ряд задач: решение проблем, вызванных городским планированием, удовлетворение потребностей льготных категорий населения, улучшение жизни маломобильных групп населения и т. д. Поэтому к управлению этой социально и экономически важной системой должны предъявляться повышенные требования. В настоящее время уровень развития городского транспорта в России отстает от потребностей населения. Такую ситуацию нельзя разрешить экстенсивно, простым увеличением транспортных средств, перевозящих пассажиров, поскольку затраты на их содержание и эксплуатацию приведут к нерентабельности автотранспортного предприятия. В результате единственным способом решения данной проблемы является оптимизация системы управления работой городского транспорта, в том числе городских автобусных перевозок, за счет оперативной организации рациональных маршрутов. Системы перевозок пассажиров по предварительным заказам давно и успешно функционируют за рубежом, в городах Северной Америки и Западной Европы, исповедуя основной логистический принцип доставки пассажиров «от двери до двери». Рассмотрены примеры распределения маршрутов городских автобусных перевозок при помощи предварительных заказов. Обобщены задачи, решение которых необходимо для эффективного использования системы предварительных заказов.

Ключевые слова: имитационное моделирование, маршрутные такси, автобусные перевозки, предварительные заказы, автоматизированные системы управления.

The article describes the approach to urban transport development in Russia and the possibility of developing models and algorithms for control and management decisions arising from the operation of the shuttle taxi services on request. Where to commercial companies the task, first of all, profit before public transport is a number of problems: problems caused by urban planning, the needs of the privileged categories of the population, improving the lives of people with limited mobility, etc. Therefore, the management of this socially and economically important system must be brought increased demands. Currently, the level of development of urban transport in Russia lags behind the needs of the population. This situation can not be resolved extensively, by simply increasing the vehicles carrying passengers, as the costs of maintenance and operation will lead to unprofitable motor business. As a result, the only way to solve this problem is to optimize the management of urban transport, including city bus transport for the operational organization of rational routes. System passenger traffic for pre-orders for a long time and successfully operate abroad, in North America and Western Europe, confessing the main logistics transport passengers principle "door to door". The examples of the distribution routes of urban bus transport with the help of pre-orders. Summarizes the tasks necessary for the efficient use of pre-orders.

Keywords: simulation, taxis, bus transportation, pre-orders, automated control systems.

На сегодняшний день решение транспортной проблемы крупных городов может быть получено только на базе развития общественного транспорта. В то же время уровень развития городского транспорта в России отстает от потребностей населения. Такую ситуацию нельзя разрешить экстенсивно, простым увеличением транспортных средств, перевозящих пассажиров, поскольку затраты на их содержание и эксплуатацию приведут к нерентабельности автотранспортного предприятия. В результате единственным способом решения данной проблемы является оптимизация системы управления работой городского транспорта, в том числе, городских автобусных перевозок за счет оперативной организации рациональных маршрутов.

Ситуация осложняется тем, что сегодня значительная доля рынка по перевозке пассажиров в городах принадлежит коммерческим предприятиям, осуществляющим в большинстве случаев маршрутные перевозки автобусами малой и особо малой вместимости. В России городские пассажирские перевозки, осуществляемые маршрутными такси, развивались до настоящего времени в основном по экстенсивному направлению, что предусматривало увеличение числа маршрутов и подвижного состава на них [1]. В качестве одного из путей решения такой проблемы выступает система перевозок пассажиров маршрутными такси по предварительным заказам. Там, где перед коммерческими компаниями стоит задача, прежде всего, извлечения прибыли, перед общественным транспортом стоит целый ряд задач: решение проблем, вызванных городским планированием, удовлетворение потребностей льготных категорий населения, улучшение жизни маломобильных групп населения и т. д. Поэтому к управлению этой социально и экономически важной системой должны предъявляться повышенные требования. Система должна быть адекватной как в процессе проектирования и эксплуатации, так и на стадиях совершенствования. В отличие от обычной системы городского общественного транспорта, получающего в качестве субсидий дополнительные средства из муниципального бюджета и, таким образом, удорожающего стоимость пассажира-километра, разработка гибкой, эффективно действующей системы перевозок пассажиров маршрутными такси по предварительным заказам позволит удовлетворить большую часть запросов жителей при должном уровне сервиса, вариативности маршрутов и минимальном времени ожидания подачи транспортного средства, не загоняя пассажиров в узкие рамки ограниченного набора маршрутов.

Подобные системы перевозок пассажиров по предварительным заказам давно и успешно функционируют за рубежом, в городах Северной Америки и Западной Европы, исповедуя основной логистический принцип доставки пассажиров «от двери до двери» [8] (например, системы типа «Dial-a-Ride»). В России сегодня имеется опыт подобных систем, в частности, в Москве, однако он ограничен узким профилем перевозок маломобильных категорий населения, инвалидов – аналогично услуге Access-a-Ride в Нью-Йорке и другим paratransit-сервисам.

В то же время база инфраструктуры, необходимой для организации пассажирских перевозок по предварительным заказам, уже имеется, пусть немного в ином качестве. Речь идет о деятельности различных диспетчерских служб легковых такси, например, «Таксолет», функционирующих в крупных и средних городах (Астрахань, Волгоград, Владимир). Эффективно действующий call-центр, способный обрабатывать большой массив заказов, и существующее программное обеспечение, которое можно переориентировать на обработку заявок для маршрутных такси. Помимо заказов по телефону, уже сегодня можно организовать подачу предварительных заявок через Интернет, в режиме on-line, как это позволяет сделать сервис Uber. Интересным моментом данного сер-

виса является «привязка» банковской карты, что позволяет сделать оплату проезда более легкой и удобной для пользователей.

Все вышеперечисленные решения уже сегодня можно использовать при организации системы управления маршрутными такси по предварительным заказам. Однако для реализации поставленной цели, а именно разработки моделей и алгоритмов управления и принятия управленческих решений, возникающих при функционировании такой социально-экономической системы, как маршрутные таксомоторные перевозки, необходимо выполнить ряд мероприятий. В их числе составление алгоритма действий, подходов и методов. Необходим грамотный механизм распределения маршрутов по времени выполнения и по направлению. Необходимо территориальное зонирование городов для определения оптимальной стоимости проезда, а также организации маршрутов. Следует продумать систему подготовки и прокладки новых маршрутов и передачи их водителям. Все это можно реализовать программными средствами, при помощи методов и средств математического и имитационного моделирования [2]. Разработанная подпрограмма позволит в режиме реального времени передавать водителям информацию о дополнительных пассажирах по маршруту, если вместимость транспортного средства не использована. В конечном итоге необходимы численные и физические эксперименты по проверке адекватности предложенных моделей.

Только решение поставленных задач позволит реализовать поставленную цель по разработке системы управления маршрутных такси по предварительным заказам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Волков, В. С. Особенности организации и управления работой маршрутных такси по заявкам / В. С. Волков // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2009. – Т. 5. – № 10. – С. 69–71.
2. Гудков, В. А. Математическое моделирование муниципальных автотранспортных пассажирских перевозок / В. А. Гудков, М. С. Турпищева, Е. Р. Нургалиев // Автотранспортное предприятие. – 2010. – № 4. – С. 35–37.
3. Турпищева, М. С. Методика оценки качества системы пассажирских автоперевозок / М. С. Турпищева, Е. Р. Нургалиев // Вестник Астраханского государственного технического университета. – 2014. – № 1 (57). – С. 42–46.
4. Турпищева, М. С. Моделирование системы логистических операций методами теории массового обслуживания // М. С. Турпищева, Е. Р. Нургалиев // Евразийский Союз Ученых (ЕСУ). Ежемесячный научный журнал. № 9(17)/2014. – Ч. 2. – М., 2014. – С. 86–88.
5. Турпищева, М. С. Математическое моделирование пассажиропотоков на автомобильном транспорте / М. С. Турпищева, Е. Р. Нургалиев // Интерстроймех-2011 : материалы междунар. науч.-техн. конф. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Междунар. ассоциация автомоб. и дорожного образования, УМО вузов Рос. Федерации по образов. в обл. трансп. машин и трансп.-технол. комплексов, Беларус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2011. – 396 с. : ил. – С. 311–315.
6. Турпищева, М. С. Управление транспортной системой на основе моделирования взаимосвязанного движения автотранспортных и пассажирских потоков / М. С. Турпищева, Е. Р. Нургалиев // Инновационные технологии в машиностроении: проблемы, задачи, решения : сб. науч. трудов / гл. ред. А. Н. Емельяшин; отв. ред. А. А. Веселовский. – Орск : Изд-во Орского гуманитарно-технологического ин-та (филиала) ОГУ, 2012. – 210 с.
7. Нургалиев, Е. Р. Математическое моделирование автотранспортных пассажирских перевозок : монография / Е. Р. Нургалиев. – LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG. – 2012. – 122 с.
8. Нургалиев, Е. Р. Логистические модели пассажирских транспортных комплексов / Е. Р. Нургалиев, М. С. Турпищева // Сб. науч. трудов № 5 по направлению «Технология, организация и управление автомобильными перевозками. Теория и практика» Всероссийской 66-й научно-практической конференции на базе ФГБОУ ВПО СибАДИ. – Омск : СибАДИ, 2012.

УДК 656.1.06

*М. С. Светашов, К. А. Кузубов, С. В. Колесников, А. А. Раюшкина***АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ И РАБОТЫ ОСТАНОВОЧНЫХ ПУНКТОВ
ПАССАЖИРСКОГО ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА
НА ОСНОВЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГОСУДАРСТВА И ЧАСТНОГО БИЗНЕСА****Волгоградский государственный технический университет**

(svetashovm@yandex.ru, ap@vstu.ru)

В данной работе проведен анализ состояния и выявлены проблемы остановочных пунктов г. Волгограда. Остановочные пункты общественного пассажирского транспорта необходимы для удобства горожан, ожидающих транспортное средство, и непосредственной посадки и высадки пассажиров. При размещении остановочных пунктов общественного транспорта следует обеспечивать условия для кратчайшего и безопасного подхода к основным объектам тяготения и отхода от них, а также для удобства пересадки с одного вида транспорта на другой. Как показал анализ, остановочные пункты в Волгограде уже давно закрепили за собой места своего размещения, но с их обустройством имеются серьезные проблемы. В результате проведенных исследований остановочных пунктов Дзержинского района были выявлены общие проблемы: несоответствие нормам ГОСТ Р 52766–2007, засилье торговых павильонов, загрязненность прилегающей территории. Для решения этих проблем было предложено разделение остановочных пунктов на три вида: остановочные пункты, которые могут быть отданы в концессию; остановочные пункты, которые должны быть отремонтированы за счет бюджета города и в дальнейшем обслуживаться местными жилищно-коммунальными хозяйствами; транспортно-пересадочные узлы в особо нагруженных точках района.

Ключевые слова: пассажирский транспорт, пассажирские перевозки, коммерческие остановочные пункты, социальные остановочные пункты, транспортно-пересадочные узлы, концессия.

This paper analyzes the status and problems identified stopping points of Volgograd. Intermediate stops of public transport are needed for the convenience of citizens waiting vehicle and the immediate embarkation and disembarkation of passengers. When placing the stopping points of public transport should ensure the conditions for the shortest and safe approach to basic gravity and move away from them, and also for the convenience of transfer from one mode of transport to another. Analysis showed themselves stopping points in Volgograd has long consolidated their place of accommodation, but their arrangement of things serious problems. The studies stopping points Dzerzhinsky district identified common problems: do not comply with GOST R 52766-2007 dominance of trade pavilions, tainting the surrounding area. To solve these problems, it was suggested the division of stops in three types: stopping points, which may be given in concession, stopping points that need to be repaired at the expense of the city budget to further serve local housing and communal services, as well as the creation of a transport interchange nodes in a particularly loaded points of the area.

Keywords: passenger transport, passenger transport, commercial stop ping places, social stopping points, transport hubs, concession.

Остановочные пункты пассажирского общественного транспорта (остановочные пункты) представляют собой места на маршруте его движения, предназначенные и оборудованные для остановки транспортного средства с целью посадки и высадки пассажиров и отвечающие установленным требованиям для соответствующего вида сообщения. Так, остановочные пункты трамвая, троллейбуса и автобуса должны располагаться вблизи жилых массивов, предприятий, учреждений, станций метрополитена, скоростного трамвая, пригородных железных дорог, торговых центров, мест массового отдыха и других социально значимых мест. Расстояние от места жительства или работы до остановочного пункта не должно превышать 500 м и располагать их следует, как правило, вблизи перекрестков улиц [1].

В городе Волгограде с населением более миллиона человек функционирует 6 видов транспорта: троллейбус, трамвай, скоростной трамвай, автобус, маршрутное такси и электричка. Эта транспортная сеть нуждается в соответствующей транспортной инфраструктуре и линейных сооружениях – ежедневно население города обслуживают 840 остановочных пунктов в 8 районах города.

Проведем анализ расположения и состояния остановочных пунктов Дзержинского района г. Волгограда. Данный район города представляет собой одну из самых быстрорастущих его частей, ежегодно здесь фиксируется наибольший прирост численности населения. Этому способствует активное строительство жилищных комплексов и других социальных объектов. Самые большие масштабы застройки ведутся в микрорайонах Жилгородок и Семь ветров [2].

Перевозка пассажиров в районе осуществляется 6 трамвайными маршрутами в двух направлениях, 5 троллейбусными маршрутами, 3 автобусными маршрутами и более чем 30 маршрутами маршрутных таксомоторов [3]. Дзержинский район представляет собой так называемый спальный район, где располагаются торгово-развлекательные центры, крупные спортивные центры, больничный комплекс, областная больница, аэропорт, промышленные зоны и др.

Результаты обследования остановочных пунктов городского общественного пассажирского транспорта Дзержинского района приведены в таблице и на рис. 1.

Анализ остановочных пунктов Дзержинского района

Вид транспорта	Количество маршрутов	Количество остановок	Количество конечных остановок	Количество остановок отданных в концессию	Количество социальных остановок	Количество ТПУ
Трамвай	6 (№ 2,5, 6,7,10,12)	49	2	34	12	2
Троллейбус	5 (№ 7,10, 11,15,15а)	47	3	29	14	2
Автобус (городской)	3 (№ 6,77, 59)	84	3	43	35	3
Маршрутные такси	Более 30	175	-	64	105	3
Всего	–	224	8 (не считая маршрутных такси)	98	115	3

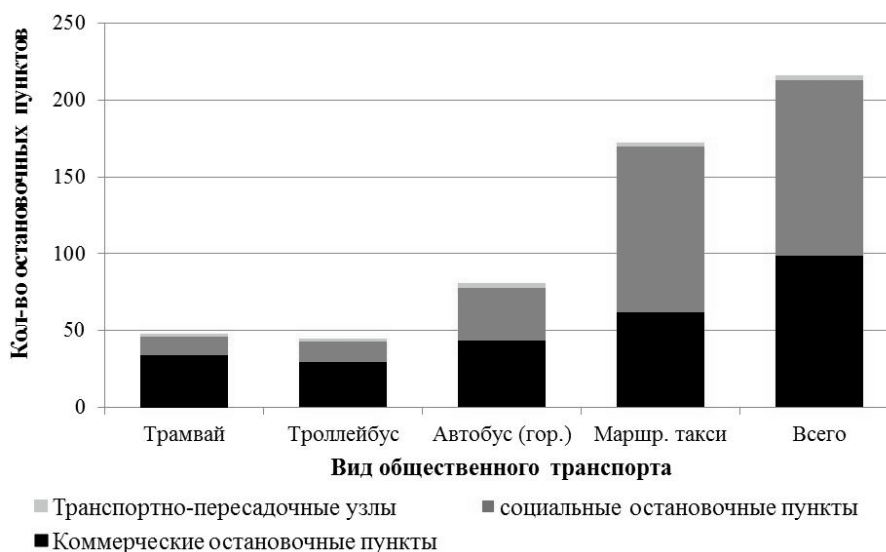


Рис. 1. Распределение остановочных пунктов по видам

Для проведения дальнейшего анализа Дзержинский район был условно поделен на 4 части: Жилгородок, Семь ветров, Ангарский (вместе с просп. Жукова) и Аэропорт (рис. 2).

Как показали результаты проведенного исследования, большинство остановочных пунктов не соответствуют предъявляемым к ним требованиям по ГОСТ Р 52766–2007 и имеют ряд проблем, характерных как для других районов города, так и для других объектов транспортной инфраструктуры Волгограда [4], а именно:

1. Отсутствие остановочных пунктов. Расширение города приводит к появлению новых зон тяготения пассажиров и необходимости создания новых маршрутов, а соответственно и остановочных пунктов. За последние годы транспортная сеть города порядком устарела и требует перераспределения потоков.

2. Отсутствие заездных карманов, их занятость припаркованным личным автотранспортом или останавливающимися маршрутными таксомоторами. Вследствие этого маршрутное транспортное средство вынуждено останавливаться на проезжей части, что ведет к образованию заторов.

3. Несоответствие размеров остановочных, посадочных площадок, площадок ожидания ГОСТ Р 52766–2007. Многие посадочные площадки малы, совмещены с тротуарными дорожками или застроены торговыми павильонами, которые создают неудобства проходящим пешеходам и мешают осуществлять посадку-высадку пассажиров. На некоторых остановочных пунктах площадки вообще не предусмотрены, и пассажиры вынуждены ожидать транспорт на бордюре либо на обочине.

4. Отсутствие информационных указателей и средств обустройства. На многих остановочных пунктах отсутствуют или находятся в неудовлетворительном состоянии информационные указатели, знаки остановки, расписания проходящих маршрутов, освещение, скамейки, павильоны и навесы. Нередко встречается необустроенная прилегающая территория, переизбыток торговых павильонов.

5. Отсутствие отстойных площадок и разворотных колец на конечных остановочных пунктах.

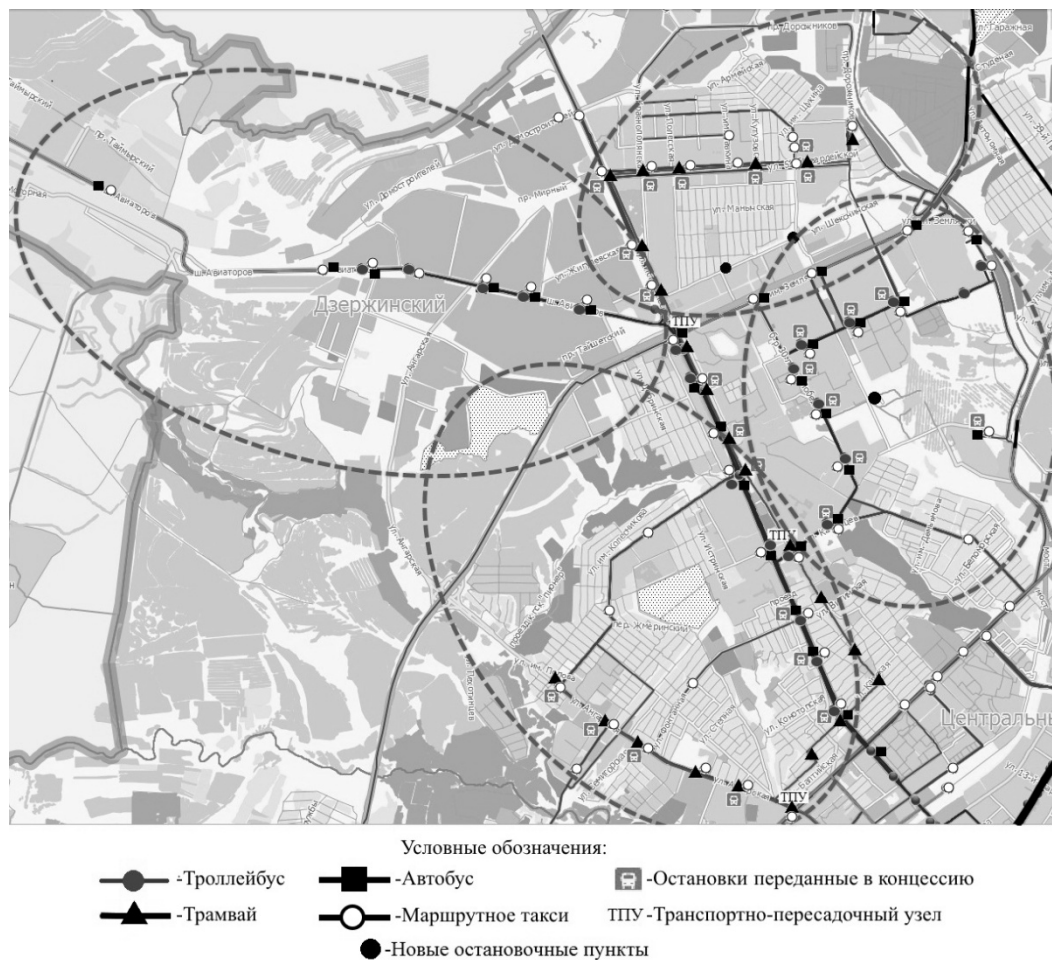


Рис. 2. Остановочные пункты пассажирского общественного транспорта в Дзержинском районе г. Волгограда

На основе проведенного анализа предлагается следующая классификация остановочных пунктов:

1. Транспортно-пересадочные узлы (ТПУ). Самые большие центры тяготения пассажиров с большим количеством обслуживающих их маршрутов необходимо переоборудовать в транспортно-пересадочные узлы. В ТПУ осуществляется пересадка пассажиров между различными видами городского пассажирского и внешнего транспорта, а также попутное обслуживание пассажиров объектами социальной инфраструктуры. В зависимости от местоположения ТПУ может включать: посадочные терминалы, перехватывающие парковки, отстойные площадки, разворотные кольца, стоянки такси и т. д.

2. Коммерческие остановочные пункты. Остановочные пункты с достаточно большим пассажиропотоком можно отдать в концессию, выбрав на конкурсной основе лучший из предложенных бизнес-проектов. В данном проекте между государством и частным сектором предполагается использовать организационный тип концессии ВОТ (Build, Operate and Transfer). «Строительство,

управление и передача» – традиционная концессия, при которой концессионная компания осуществляет строительство и эксплуатацию объекта инфраструктуры в течение концессионного срока, по истечении которого объект возвращается государству.

Минимальное обустройство таких остановочных пунктов предусматривает сооружение площадки для одновременного подъезда нескольких транспортных средств и ожидания пассажиров, просторный павильон, рассчитанный на большой пассажиропоток (на крупных остановках, возможно, закрытый или обогреваемый), информационное табло и все сопутствующие элементы обустройства согласно нормативным документам. Вследствие большой проходимости на данных остановочных пунктах будет возможность осуществлять прибыльную торговлю (газетные киоски, кафе быстрого питания, мини-супермаркеты, цветочные лавки), устанавливать терминалы оплаты, банкоматы, а также вести рекламную деятельность.

3. Социальные остановочные пункты. Данный вид остановок предлагается устанавливать в местах с небольшим пассажиропотоком за счет средств городского бюджета с обслуживанием местными жилищно-коммунальными хозяйствами. Минимальное обустройство таких остановочных пунктов предусматривает сооружение площадки для размещения ожидающих пассажиров, бюджетный павильон и установку информационного указателя остановочного пункта.

В преддверии Чемпионата мира по футболу 2018 года, часть матчей которого пройдет в Волгограде, наряду с совершенствованием комплексной транспортной системы города следует обратить особое внимание и на проблему обустройства остановочных пунктов пассажирского транспорта. Рассмотренные результаты исследования, по мнению авторов, позволят выработать возможные варианты привлечения инвесторов с целью обслуживания коммерческих остановочных пунктов пассажирского транспорта, создав для них приемлемые условия, четко определив ответственность за содержание и обустройство данных объектов транспортной инфраструктуры. Для обустройства так называемых социальных остановочных пунктов необходимо рассматривать совместные проекты и решения с участием органов власти, депутатского корпуса, транспортных организаций и жилищно-коммунальных служб города.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дороги автомобильные общего пользования. Элементы обустройства. Общие требования [Электронный ресурс]: ГОСТ Р 52766–2007. – Доступ из справ.-прав. системы «Консультант плюс».
2. Новостройки Дзержинского района [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://new-builds.ru/maps/novostroiki-dzerzhinskogo-raiona>.
3. МУП г. Волгограда «Метроэлектротранс» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.gortransvolga.ru>.
4. Проблемы пассажирских перевозок в пригородном и междугородном сообщении, осуществляемых Центральным автовокзалом города Волгограда / М. С. Светашов, К. А. Кузубов, С. В. Колесников, А. А. Раюшкина, С. А. Ширяев, Вл. Н. Федотов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 4 (162) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 10). – С. 86–90.

УДК 656.073

Д. М. Ханин

НОВАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ДОСТАВКИ МОЛОЧНЫХ ПРОДУКТОВ В ГОРОДАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ КОНТЕЙНЕРОВ

Волгоградский государственный технический университет
(sas-altair@yandex.ru)

В статье предложена новая технология доставки молочных продуктов в пределах города с использованием теплоизолированных передвижных контейнеров, оснащенных климатическими установками. Такие контейнеры позволяют соблюдать такой логистический принцип, как обеспечение цепочки нормативного холода, на всех этапах доставки молочных продуктов. Благодаря жесткому закрытому опломбированному корпусу контейнера уменьшается вероятность повреждения и хищения продукции и осуществляется ночной развоз продукции по складам клиентов. Это значительно снижает временной интервал этапа разгрузки товара и повышает надежность этапа разгрузки автомобиля. Данная технология дает такие преимущества системе доставки, как уменьшение расхода топлива за счет отсутствия необходимости использования климатической установки на транспортном средстве и уменьшение количества используемого оборудования на складах и в магазинах.

Ключевые слова: молоко, молочные продукты, доставка, контейнер, температура, производительность, технологическая схема.

The paper proposes a new technology of delivery of dairy products within the city using a thermally insulated mobile containers, equipped with a climate control system. These containers allow you to comply with this logistics principle, as providing a regulatory cold chain at all stages of delivery of dairy products. Due to the rigid closed, sealed to the container shell decreases the likelihood of damage and theft of the products and is allowed to carry out night-delivering products to stores customers. This significantly reduces the time interval of the stage of unloading of the goods and increases the reliability of the stage of unloading of the car. This technology offers the advantages of the delivery system, as a reduction of fuel consumption due to the absence of the need to use air conditioner on the vehicle and reducing the amount of equipment used in warehouses and in stores.

Keywords: milk, dairy products, delivery, container, temperature, efficiency, technological scheme.

Климатические особенности многих регионов юга западной части Российской Федерации являются довольно суровыми с точки зрения годовых колебаний температуры воздуха. К примеру, годовой размах температуры Волгоградской области может достигать от -35°C до $+45^{\circ}\text{C}$. В летний зной охлаждающие установки на подвижном составе, как правило, не справляются с задачей поддержания температуры внутри кузова автомобиля, и продукция привозится конечным потребителям с температурой выше нормы, что затрудняет ее реализацию. Часто такая партия груза отвергается ритейлером и возвращается на склад производителя, что приводит к убыткам. В зимний период, когда температура воздуха может достигать $-30\dots-40^{\circ}\text{C}$, происходит обратная ситуация, продукция в кузовах автомобилей замораживается, и теряет свои вкусовые и физические свойства, и в дальнейшем непригодна.

Таким образом, появляется необходимость в совершенствовании технологии доставки молочной продукции внутри города с точки зрения обеспечения цепочки температурного режима на всех этапах, повышения надежности сокращения временных интервалов. Концепция совершенствования технологии городской доставки молочной продукции, разработанная автором, заключается в использовании специальных контейнеров для перевозки молочных продуктов, оборудованных теплоизолированным корпусом, отсеком для климатического устройства и колесами для облегчения погрузочно-разгрузочных операций.

Принципиальная схема такого контейнера представлена на рис. 1. Корпус контейнера 1, выполненный из теплоизолированного материала, имеет отсек для продукции в верхней части 2 и отсек для климатической установки под ним 3. К корпусу контейнера внизу прикреплены обрезиненные колеса 4, способные вращаться на 360° в вертикальной смещенной оси. Он оснащен теплоизолированной прозрачной дверью 5, снабженной устройством для пломбирования. Внутри отсека для продукции есть полки 6 для укладки продукции и эвтектических охлаждающих элементов.

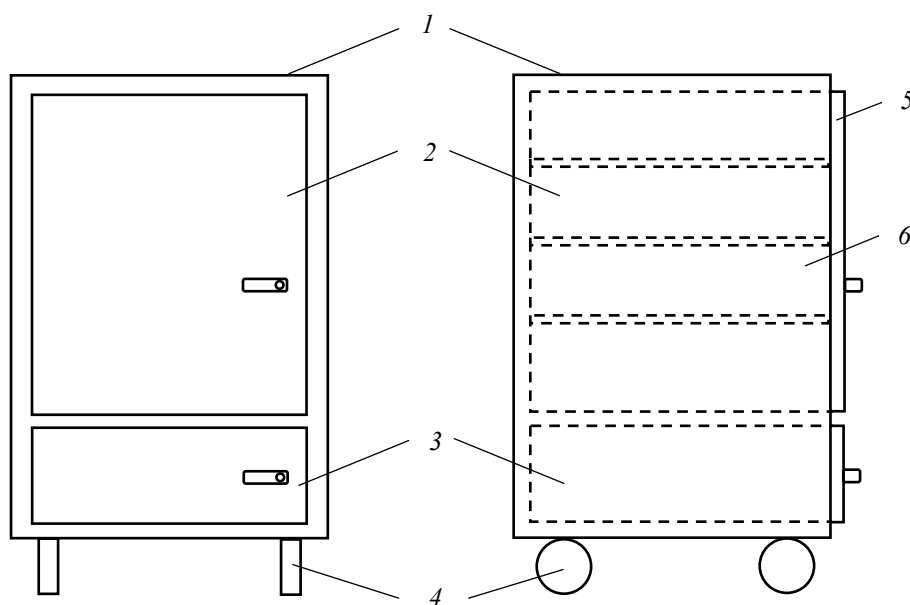
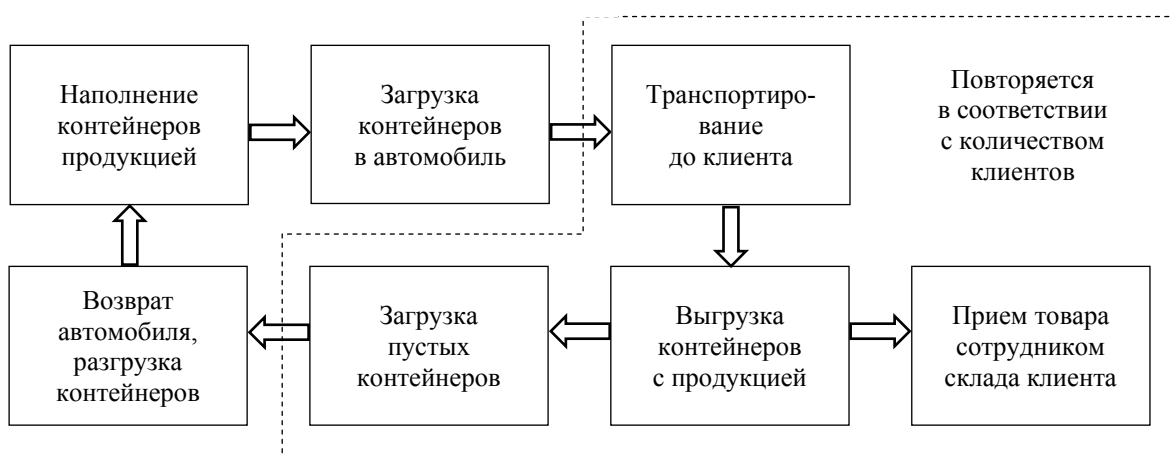


Рис. 1. Принципиальная схема специализированного контейнера для молочных продуктов

Предложенная конструкция отвечает требованиям поддержания температурного режима благодаря материалу корпуса, эвтектическим элементам и климатической установке. Контейнер удобен для использования при погрузке-разгрузке вследствие наличия колес. Климатическая установка, работающая в автономном режиме, обеспечит поддержание температуры внутри контейнера в заданном интервале, работая летом в охлаждающем режиме, зимой в согревающем. Таким образом, перестает быть необходимым использование штатных охлаждающих установок на автомобилях, что уменьшит расход топлива и обеспечит контроль и поддержание температуры. Осуществление перевозки молочных продуктов в ночное время позволит значительно уменьшить время доставки вследствие малой загруженности дорог и снизит загруженность городских дорог в дневное время.

Рассмотрим технологическую схему доставки молочных продуктов с использованием контейнеров (рис. 2). На этапе погрузки каждый контейнер заполняется на складе продукцией в соответствии с товарной накладной для конкретного клиента (пункта разгрузки) и опечатывается пломбой изготовителя. Далее собранные и опечатанные контейнеры помещаются в кузов автомобиля в соответствии с порядком разгрузки продукции на складах клиентов, и начинается их развоз.



Рису. 2. Технологическая схема доставки молочных продуктов с использованием контейнеров

Ночью в пункте разгрузки водитель с помощью пандуса либо, подъехав к рампе склада клиента, самостоятельно выгружает контейнер и оставляет его в закрытом помещении на территории склада и забирает пустой контейнер. После того, как водитель посетил всех клиентов на маршруте, он возвращается на склад, где происходит разгрузка контейнеров. Утром клиент осуществляет приемку товара на складе и перемещает контейнеры в торговый зал, где продукция реализуется непосредственно из контейнера.

Такая схема доставки идеально подходит для крупных клиентов – гипермаркетов с суточным оборотом продукции конкретного предприятия более 400 кг. По сравнению с ныне действующей системой доставки, предусматривающей использование поддонов для формирования грузовых единиц, можно выделить следующие преимущества:

- 1) более надежное обеспечение температурного режима в пределах +2...+6 °С на всех этапах доставки;
- 2) снижение затрат на транспортирование за счет использования ПС без климатических установок;
- 3) повышение производительности труда в цепи доставки в связи с сокращением необходимого персонала;
- 4) обеспечение сохранности товарного вида продукции и снижение возможности хищения продукции за счет пломбирования контейнера;
- 5) ускорение и упрощение процесса погрузки и разгрузки;
- 6) отсутствие необходимости в использовании дополнительного складского оборудования (вилочных погрузчиков, тележек);
- 7) возможность сокращения затрат в торговой организации за счет использования контейнера, как дополнительного места продажи в магазине и уменьшения количества другого оборудования.

Таким образом, переход на предложенную технологию доставки повысит качество продукции и привлечет новых покупателей для компании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Tektainer large containers [Электронный ресурс] /. The insulated container company – 2015. – Режим доступа : <http://www.insulatedcontainers.co.uk/?products=tektainer-large-containers>
2. Брылев, В. География Волгоградской области [Электронный ресурс] / Брылев В. А., Жбанов Ф. И., Самборский Ю. П. – 2005. – Режим доступа : <http://volgograd-area.narod.ru/climat.htm>
3. Грузовые автомобильные перевозки : учебник / А. В. Вельможин [и др.]. – М. : Горячая линия, 2006. – 560 с.
4. Еськова, И. А. Система управления параметрами перевозки скоропортящихся продуктов в условиях мегаполиса / И. А. Еськова // Логистика. – 2012. – № 6. – С. 16–18.
5. Либерман, А. А. Повышение эффективности автомобильных перевозок молочной продукции : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Либерман А. А.; Орловский гос. техн. ун-т. – Липецк, 2010. – 170 с.:
6. Проценко, О. Д. Развитие системы управления цепями поставок / О. Д. Проценко // Логистика. – 2013. – № 4. – С. 30–31.
7. Рябов, И. М. Совершенствование процесса междугородной доставки молочных продуктов / И. М. Рябов, Д. М. Ханин // Грузовик. – 2013. – № 5. – С. 38–42.
8. Транспортная логистика : учебник / Под ред. Л. Б. Миротина. – 2-е изд., стер. – М. : Экзамен, 2005. – 511 с.
9. Ханин, Д. М. Основные проблемы транспортной логистики молочной продукции [Электронный ресурс] / Д. М. Ханин, И. М. Рябов. – 2015. – Режим доступа : <http://naukovedenie.ru/PDF/29TVN415.pdf>
10. Чурсина, Ю. А. Проблемы оптимизации производства и транспортировки сырья в молочном подкомплексе АПК / Ю. А. Чурсина // Вестник Удмуртского университета. – 205. – № 3. – С. 223–228.

УДК 658.782

С. А. Ширяев¹, В. В. Горина¹, С. А. Кашеев²

**РАЦИОНАЛЬНОЕ РАЗМЕЩЕНИЕ ГОТОВОЙ ПРОДУКЦИИ
НА СКЛАДЕ НА ОСНОВЕ АВС-АНАЛИЗА**

¹Волгоградский государственный технический университет

²ООО «АТЛАС – Мир плитки и сантехники»

(sh-sa@vstu.ru, im_ia@mail.ru, logist@atlas-mir.ru)

В статье проведен АВС-анализ номенклатуры готовой продукции на одном из распределительных складов города Волгограда и предложена схема хранения товаров с учетом их продаваемости. Признаком дифференциации ассортимента на группы А, В и С принята доля ежемесячных продаж по отдельной товарной позиции в общем объеме закупок.

Для успешной конкуренции логистических компаний на рынке товаров и услуг необходимо поддержание и совершенствование существующего уровня качества обслуживания потребителей, а также осуществление рационального использования ресурсов предприятия. Для этого компании должны не только вести непрерывный учет и контроль товаров, востребованных клиентами, но и иметь необходимый запас их на складе для обеспечения непрерывного удовлетворения спроса. Для решения данных задач предлагается проведение АВС-анализа, основанного на классификации продукции по степени ее востребованности: так, надежный контроль 20 % номенклатурных позиций позволяет на 80 % контролировать всю систему. Такое ранжирование потребительского спроса позволило спроектировать схему хранения, позволяющую упростить и ускорить обработку заказов, повысить степень их сохранности, улучшить показатели использования складской площади.

Ключевые слова: склад, зона хранения, АВС анализ.

In article ABC-analysis of the nomenclature of finished goods on one of distributive warehouses of the city of Volgograd is carried out, the scheme of storage of goods taking into account their marketability is offered. An indication of the range of differentiation into groups A, B, C share monthly sales adopted by separate heading in the total volume of purchases.

The successful competition of the logistic companies on a commodity market and services requires maintenance, improvement of the existing level of quality of service of consumers, also implementation of rational use of resources of the enterprise. For this purpose the companies have to keep continuous account and control of the goods demanded by clients to have a necessary stock them in a warehouse for ensuring continuous satisfaction of demand. For the solution of these tasks carrying out ABC-analysis based on classification of production by degree of their demand is offered, reliable control of 20% of nomenclature positions allows controlling all system for 80%. Such ranging of a consumer demand allowed to design the scheme of storage allowing to simplify and accelerate processing of orders, to raise degree of their safety, to improve indicators of use of a warehouse space.

Keywords: warehouse, storage zone, ABC analysis.

В настоящее время размещение продукции на распределительных складах в большинстве случаев производят без учета востребованности каждой номенклатурной позиции. Это приводит к затруднениям в поисках нужных товаров при выдаче их конечным покупателям или при осуществлении самовывоза (рис. 1). Одним из наименее трудоемких решений данной проблемы является выявление наиболее продаваемых товаров и их рациональное размещение на складе с учетом обеспечения бесперебойности процесса удовлетворения потребительского спроса.

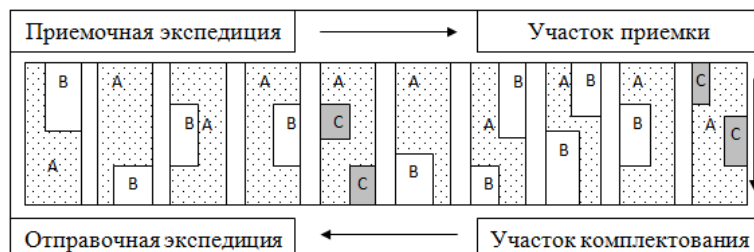


Рис. 1. Существующая схема размещения товаров на складе:
А,В,С – товары каждой группы

Для проектирования схемы хранения продукции на складе проведен ABC-анализ (таблица и рис. 2). Идея метода ABC состоит в том, чтобы из всего ассортимента товаров выделить наиболее покупаемые (группы А и В) и именно их разместить наиболее рационально.

ABC-анализ номенклатуры готовой продукции

№ позиции	Номенклатура готовой продукции	Объем перевозок, руб	Доля в общем объеме перевозок, %	Доля нарастающим итогом, %	Группа
1	Керамическая плитка	4536558	61,00	61,00	А
2	Панели	795970	9,36	70,36	
3	Душевые кабины	676000	7,75	78,11	
4	Унитазы	648000	6,56	84,67	В
5	Мозаика	512000	5,27	89,94	
6	Мебель для ванных комнат	332000	3,12	93,06	
7	Ванны	228000	3,07	96,13	С
8	Смесители	135000	1,82	97,95	
9	Раковины	64000	0,86	98,82	
10	Инсталляции	57000	0,78	99,60	
11	Сухие смеси	12410	0,17	99,76	
12	Клинкер	9500	0,13	99,89	
13	Комплекующие	8100	0,11	100,00	
Итого	-	8014538	100	-	

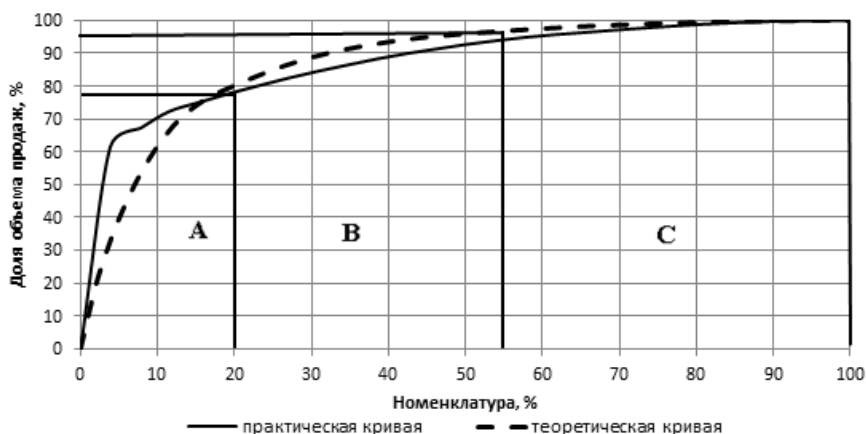


Рис. 2. ABC-анализ номенклатуры готовой продукции

Проведенный анализ показал, что керамическая плитка, панели и душевые кабины являются наиболее продаваемыми позициями номенклатуры готовой продукции. Эта продукция относится к группе А, и ее продажа приносит наибольшую прибыль предприятию. Объем данной продукции составляет 78,11% от общего объема продаж.

К группе В относятся такие позиции номенклатуры, как унитазы, мозаика и мебель для ванных комнат. Объемы продаж данной продукции составляют почти 14,95 % от общего объема закупок.

Остальные номенклатурные позиции готовой продукции составляют лишь 3,87 % от общего объема продаж и относятся к группе С. Закупка данной продукции для предприятия не является приоритетной, так как продажа этих товаров приносит незначительную прибыль.

Размещение товаров на складе будем производить по схеме (рис. 3):

1. Продукцию группы А разместим на стеллажах в зонах большого грузооборота (рядом с пунктами приемки и выдачи товаров).

2. Продукцию группы В расположим в зонах высотного хранения удаленных от разгрузочных площадок.

3. Продукция группы С приносит наименьший доход, следовательно, ее запасы не нуждаются в специально отведенных зонах и закупаются только по предварительным заказам.

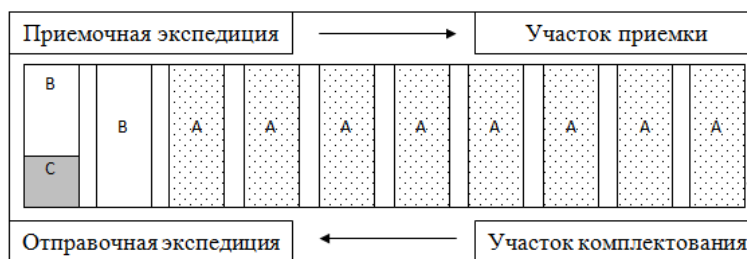


Рис. 3. Схема хранения товаров на основе ABC-анализа

Преимущества полученной схемы размещения товаров на складе:

1. Снижение времени обработки заказов за счет укомплектования товаров наибольшего спроса в одной зоне хранения, прилегающей к погрузо-разгрузочным площадкам.

2. Увеличение степени сохранности товаров за счет уменьшения расстояний перемещения заказов от мест хранения до мест погрузки.

3. Повышение эффективности использования складского помещения.

Таким образом, полученная схема (рис. 3) позволяет не только рационально использовать складское помещение при хранении всего ассортимента товаров, но и организовать непрерывный оборот продукции, который является одним из основных показателей конкурентоспособности предприятия на рынке товаров и услуг.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гудков, В. А. Логистика: учеб. пособие / В. А. Гудков, Л. Б. Миротин, С. А. Ширяев ; ВолгГТУ. – Волгоград, 2002. – 306 с.

2. Гудков, В. А. Основы логистики: учебник для вузов / В. А. Гудков, Л. Б. Миротин, С. А. Ширяев, Д. В. Гудков. – М. : Горячая линия – Телеком, 2004. – 351 с.

3. Ширяев, С. А. Совершенствование организации зон хранения индивидуальных заказов керамической плитки / С. А. Ширяев, В. В. Горина, С. А. Кашеев // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 19 (146) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 9). – С. 86–88.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113

Н. М. Зотов, А. П. Федин, А. С. Рябишин, Д. Э. Бабаев, В. Ю. Поляков
**ОБЗОР НЕИСПРАВНОСТЕЙ АВТОСЕРВИСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ
 (НА ПРИМЕРЕ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК)**

Волгоградский государственный технический университет
 (falexey2005@yandex.ru)

В статье рассмотрены вопросы использования компрессорного оборудования на автосервисных предприятиях. Представлены виды и марки наиболее часто используемых компрессорных установок, их параметры и характеристики. Также рассмотрено устройство поршневой компрессорной установки с ременным приводом. Представлен перечень возможных неисправностей отдельно для каждого узла компрессорной установки.

Ключевые слова: автосервис, компрессорная установка, неисправности.

In the article considered questions of the application of compressor equipment in service station. Presents the types and brands most frequently used compressor units, their parameters and characteristics. It also considers the device a piston compressor with belt drive. Presents a list of possible faults for each node of the compressor.

Keywords: service station, compressor units, defect.

В настоящее время сжатый воздух находит широкое применение в различных областях промышленности и хозяйства. Предприятия, которые осуществляют техническое обслуживание и ремонт автомобилей, также являются активными потребителями сжатого воздуха. Такими предприятиями являются автосервисы, дилерские центры, автомобильные хозяйства и прочие подобные организации разного масштаба. Широкое применение сжатого воздуха в автосервисах связано с целым рядом преимуществ, которые имеются у пневматического инструмента. Для получения сжатого воздуха используются компрессоры различной конструкции.

Компрессоры имеют разнообразную конструкцию, принцип действия и назначение. В настоящее время в предприятиях автосервиса используются поршневые и винтовые компрессоры, причем большая часть – это поршневые компрессоры, что объясняется их меньшей стоимостью по сравнению с винтовыми. В подавляющем большинстве случаев для их привода в качестве силового агрегата используется электродвигатель. Такие компрессоры имеют следующие характеристики: давление от 1...1,2 МПа, производительность – 420...1600 л/мин, объем ресивера – 100...500 литров, напряжение питания – 380 Вт, мощность электродвигателя 3...12 кВт. Среди наиболее востребованных в настоящее время производителей компрессорного оборудования можно выделить следующие: REMEZA, FIAC, AVAC, ОАО «Бежецкий завод «АСО» и ATLAS COPCO.

Для обеспечения возможности использования компрессорного оборудования в работоспособном состоянии необходимо выполнять его техническое обслуживание и ремонт. Для выполнения таких работ предприятия автосервиса чаще всего обращаются в специализированные организации, реже принимают в штат отдельного специалиста, в обязанности которого входит контроль текущего состояния, обслуживание и ремонт имеющегося автосервисного оборудования.

В настоящее время сотрудниками кафедры «ТЭРА» ВолгГТУ ведутся работы по ремонту компрессорного оборудования в рамках темы № 9/724-14 «Диагностирование, экспертиза и восстановление работоспособного состояния автосервисного оборудования» от 10.09.2014 года. До настоящего времени сотрудниками кафедры было восстановлено работоспособное состояние более 100 компрессорных установок, выявлено 255 неисправностей. На основе выполненных работ были

определены неисправности, которые возникают при эксплуатации компрессорного оборудования. Также был рассчитан в процентах удельный вес каждой отдельной неисправности в общем их количестве.

Далее приведен перечень неисправностей компрессорных установок отдельно для разных элементов:

1 блок поршневой:

1.1 засорение или разрушение сетки или фильтрующего элемента воздушного фильтра (1,18%);

1.2 засорение сапуна (1,18 %);

1.3 повреждение паранитовых прокладок (5,88 %);

1.4 повреждение металлических прокладок (6,27 %);

1.5 износ или разрушение клапанных пластин (8,63 %);

1.6 износ или повреждение посадочного места клапана в клапанной плите (0,78%);

1.7 износ, задиры или повреждение поверхностей клапанной плиты (0,39%);

1.8 износ или разрушение поршневых колец (7,06 %);

1.9 износ отверстия в поршне под поршневой палец (2,35 %);

1.10 повреждение наружных поверхностей поршня (1,18 %);

1.11 износ поршневого пальца (3,14 %);

1.12 разрушение стопорных колец поршня (0,78 %);

1.13 износ поверхности шатуна, которая взаимодействует с поверхностью поршневого пальца (2,75 %);

1.14 износ поверхности втулки шатуна, которая взаимодействует с поверхностью поршневого пальца (2,75 %);

1.15 износ или разрушение поверхностей шатуна, которые взаимодействуют с поверхностью шейки коленчатого вала (1,18 %);

1.16 поломка шатуна (1,57 %);

1.17 износ или разрушение вкладышей шатуна, через которые он взаимодействует с коленчатым валом (2,75 %);

1.18 засорение масляных каналов в шатуне (0,39%);

1.18 износ, задиры или следы материала шатуна на шатунных шейках коленчатого вала (1,57 %);

1.20 износ или повреждение сальников коленчатого вала (3,14 %);

1.21 износ или повреждение поверхности коленчатого вала под приводной шкив (0,78 %);

1.22 засорение масляных каналов в коленчатом валу (0,39 %);

1.23 износ или разрушение подшипников коленчатого вала (1,96 %);

1.24 износ паза для ремня приводного шкива (1,18 %);

1.25 износ или разрушение посадочной поверхности шкива на коленчатый вал (1,18 %);

1.26 трещины или разрушение приводного шкива (1,57 %);

1.27 повреждение шпилек и болтов крепления элементов поршневого блока между собой (0,78 %);

1.28 трещины или разрушение картера поршневого блока (0,39 %);

1.29 негерметичность резьбового соединения заглушки в отверстии картера для слива масла (2,35 %);

1.30 износ или задиры на поверхности цилиндра (0,39 %);

1.31 трещины или разрушение цилиндра поршневого блока (0,39 %);

1.32 трещины или разрушение головки цилиндра поршневого блока (0,39 %);

2 электродвигатель:

2.1 выход из строя конденсаторов (2,35 %);

2.2 пробой изоляции обмотки (1,57 %);

2.3 выход из строя «термозащиты» двигателя (3,14 %);

3 обратный клапан:

3.1 износ или разрушение пружины обратного клапана (5,49 %);

3.2 износ или разрушение резинового элемента обратного клапана (3,53 %);

4 реле давления:

4.1 износ или разрушение мембраны реле давления (7,45 %);

4.2 износ или подгорание контактов (2,35 %).

5 ресивер:

5.1 нарушение герметичности ресивера в местах сварных соединений (0,39 %);

5.2 повреждение прокладки заглушки отверстия для слива конденсата (1,18 %);

6 прочие элементы:

6.1 повреждение развальцованных стыковых элементов металлических трубопроводов (3,14 %);

6.2 повреждение трубопроводов (1,18 %);

6.3 повышенный износ или порыв приводного ремня (3,14 %);

6.4 нарушение функционирования манометра (1,57 %);

6.5 нарушение функционирования предохранительного клапана (1,18 %).

На основе представленного выше анализа неисправностей можно сделать вывод о том, что наиболее часто возникают следующие неисправности:

1 блок поршневой:

1.5 износ или разрушение клапанных пластин (8,63 %);

1.8 износ или разрушение поршневых колец (7,06 %);

1.4 повреждение металлических прокладок (6,27 %);

1.3 повреждение паранитовых прокладок (5,88 %);

3 обратный клапан:

3.1 износ или разрушение пружины обратного клапана (5,49 %);

4 реле давления:

4.1 износ или разрушение мембраны реле давления (7,45 %).

Чаще всего к указанным выше неисправностям приводит нарушение режима эксплуатации компрессорной установки, то есть она непрерывно работает более продолжительное время, чем указано заводом-изготовителем. Нарушение этого режима существенно сокращает срок службы компрессорной установки.

Для раннего диагностирования указанных неисправностей и повышения периода эксплуатации компрессора рекомендуется ежемесячно выполнять следующий комплекс работ:

1) замер времени накачивания пустого ресивера компрессора до рабочего давления (если время текущего замера накачивания будет отличаться от времени предыдущего замера более чем на 10 % – имеет место неисправность, необходимо определить причину неисправности и произвести ремонт компрессора);

2) замер и сравнение температуры головок разных цилиндров (для поршневых компрессоров с несколькими цилиндрами): если температура одной головки будет существенно отличаться от другой – имеет место неисправность, необходимо определить причину неисправности и произвести ремонт компрессора.

Перечисленные выше работы можно совмещать с выполнением работ по техническому обслуживанию компрессора в соответствии с регламентом завода-изготовителя.

Своевременное выполнение ремонта позволяет снизить его трудоемкость, расход запасных частей и стоимость.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Запасные части для компрессора 500.AB981. <http://compressorprom.ru/products/544/9648>.
2. Поршневые компрессоры: учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Б. С. Фотин [и др.] ; под общ. ред. Б. С. Фотина. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 372 с.

УДК 629.113

*Е. С. Ларин, Г. О. Мельников, А. А. Ревин***ПРОВЕРКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ****Волгоградский государственный технический университет**

(revin@vstu.ru, g.o.melnikov@mail.ru, gorge90@mail.ru)

Рассмотрена возможность диагностирования технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС в процессе эксплуатации. Представлена концепция совместного использования бортовых средств и стендового оборудования при диагностировании.

Ключевые слова: автомобиль, антиблокировочная система (АБС), диагностика, стенд.

Possibilities of diagnosing of a technical condition of brake system of the car with ABS while in service are considered. The concept of sharing of onboard means and stands for diagnosing is presented.

Keywords: the car, antilocking brake system (ABS), diagnostics, the stand.

Автомобильный транспорт занимает весомый сегмент в жизни общества. Поэтому правительства разных стран принимает законодательные требования для ограничения опасности. В это понятие можно включить экологическую безопасность, безопасность движения и безопасность при автомобильных авариях. На данном этапе развития автомобиля преобладает тенденция автоматизации управления, начиная от автоматического климат-контроля и заканчивая автономным управлением автомобилем, без участия водителя. Однако полная автоматизация управления – это перспективное, развивающееся направление. Еще значительное время автомобилем будет управлять человек, без альтернатив. Соответственно для снижения аварийности движения водитель должен иметь большой опыт или получать поддержку автоматизированных систем автомобиля. Основой для систем активной безопасности выступает антиблокировочная система.

Эффективное использование любых систем в эксплуатации возможно лишь при успешной реализации методов контроля за их техническим состоянием. Опасность, вызванная отключением систем помощи, возрастает из за эффекта привыкания человека к постоянной помощи. Соответственно в случае отказа действия водителя могут оказаться неверными и привести к негативным последствиям. Работа АБС на сегодняшний день контролируется встроенной бортовой диагностикой. Она способна выявлять неисправности электрических цепей, уровень сигнала от датчиков, отклонение сигнала от ожидаемого, нарушение логики работы и ряд других параметров в зависимости от производителя. Однако нормальная работа этих параметров не может гарантировать достаточную эффективность работы АБС. Из поля зрения выпадают такие факторы, как изменение сечения каналов модулятора, задержка при срабатывании клапанов, угловая податливость статора датчика скорости вращения, сбой логики диагностирования блока и внутренняя неисправность блока, не покрываемые самодиагностикой.

В связи с этим возникает необходимость в совершенствовании бортовых средств диагностики технического состояния элементов тормозной системы, способных в межконтрольный период эксплуатации получить объективную информацию для водителя о состоянии тормозной системы в целом и качестве осуществляемого рабочего процесса. В основу таких бортовых средств диагностики должна быть положена тормозная динамичность на базе реализованного замедления, например, с помощью, предложенной в патенте [1] конструкции для гидравлического привода.

Совершенствование бортовых средств диагностики тормозной системы автомобиля с АБС целесообразно вести в направлении развития бортовых средств контроля. При этом необходимо помнить о присущей эксплуатации автомобиля существенной вариации характеристик внешних условий, в частности, флуктуации коэффициента сцепления, как в продольном, так и в поперечном направлениях.

Явление флуктуации коэффициента сцепления по пути обуславливает необходимость проведения контроля за техническим состоянием элементов тормозной системы при фиксированных воспроизводимых условиях, что достигается только при стендовой диагностике.

Все существующие стенды, на которых возможно диагностирование тормозной системы автомобиля, можно разделить на две большие группы: роликовые силовые и барабанные инерцион-

ные. После проведенного анализа наиболее подходящим для реализации стендовой диагностики оказался получивший широкое распространение роликовый силовой тормозной стенд. Он располагает роликами с нанесенным для обеспечения максимального сцепления с шиной продольным рифлением, что практически исключает возможность воспроизведения близкого к реальному дорожным условиям по сцеплению шины. Однако в силовом стенде в этом необходимости нет, поскольку основной задачей является оценка максимально возможной реализации тормозных моментов на колесах, а также различия тормозных сил на предмет их соответствия допустимым по требованию нормативов значениям. На первый взгляд подобная конструкция не позволяет осуществлять диагностирование АБС из-за того, что ролики максимально исключают проскальзывание колеса.

Выходом из сложившейся ситуации может явиться диагностирование с использованием имитации движения и торможения автомобиля. Вызвать срабатывание АБС на стенде можно двумя способами: применением специального задатчика режимов, который имитирует сигналы датчика угловой скорости колеса и программного обеспечения, загруженного в блок управления, которое на программном уровне осуществляет имитацию сигналов.

Первый подход заключается в следующем. У нескольких заведомо исправных автомобилей одной марки, модели и модельного года снимается характеристика сигнала с датчика скорости вращения каждого из колес и с датчика скорости автомобиля для определения средних значений. При помощи задатчика сигналов полученные характеристики подаются на вход блока управления АБС. Задатчик представляет собой генератор импульсов, который обеспечивает эмуляцию сигнала с датчиков вращения колес и датчика скорости автомобиля. Генератор может управляться динамически с персонального компьютера или работать по заранее заданному закону.

Процедура проверки эффективности работы АБС выполняется путем отсоединения четырех датчиков скорости вращения колес и датчика скорости автомобиля и подключения на их место выходов с задатчика, после чего автомобиль устанавливается на роликовый силовой стенд. При вращении колес водитель нажимает педаль тормоза с усилием не менее 20 % от максимального. Оператор стенда включает устройство имитации сигналов датчиков состояния вращения колес, который генерирует сигнал в соответствии с полученной ранее характеристикой, имитируя периодическое вхождение в юз каждого из колес. По окончании диагностирования оператор по диаграмме тормозных сил, величине «провалов» (моментов срабатывания модулятора АБС) судит о качестве отработки сигналов управления и на основе «сравнения состояний» (диаграмм) тестируемого автомобиля с принятым за эталон заведомо исправным автомобилем делает заключение о состоянии системы.

Второй подход направлен на имитацию движения автомобиля «внутри блока управления». Он заключается в том, что в программный код блока управления встраивается дополнительная специальная программа, отвечающая за диагностику АБС на силовом роликовом стенде. Данный алгоритм замещает значения датчиков скорости вращения колес и скорости автомобиля точно так же, как при использовании задатчика сигналов. Управлять данными скорости можно вручную динамически или в автоматическом режиме по заранее заданному закону. Процедура проверки аналогична первому случаю, за исключением необходимости подключения диагностического оборудования в разъем OBD-II, т. е. входа в диагностическую программу и выбора проверки АБС в разделе активаций вместо подсоединения устройства к разъемам датчиков.

У данных методов есть как достоинства, так и недостатки. Основной недостаток метода с использованием задатчика сигналов касается области применения на реальной СТО или в АТП, т. к. подключение дополнительных кабелей занимает определенное время. К тому же блок АБС на некоторых автомобилях может располагаться в труднодоступных местах, например, на автомобиле Volvo S60, 2014 модельного года для доступа к блоку АБС предварительно необходимо снять аккумуляторную батарею. Применение переходных совместимых с автомобилем разъемов вводит определенное ограничение по универсальности, т. к. даже на одной модели, но разных лет выпуска могут отличаться разъемы или расположение проводов. Кроме того, это создает дополнительные требования к квалификации оператора. Вместе с тем данный метод проще реализовать, и он дешевле на стадии проектирования.

Программный метод предпочтительнее, т. к. является более технологичным. В этом случае отсутствует необходимость вмешиваться в электрическую схему автомобиля, следовательно, сокра-

щается время проверки, что позволяет увеличить эффективность тормозного стенда, снизить затраты на обучение оператора и уменьшить вероятность ошибки. Однако существенным недостатком данного метода является необходимость вмешательства в программное обеспечение блока АБС, на что имеет право только завод-изготовитель.

Из-за сложностей программного метода был выбран метод задатчика. Авторами было сконструировано данное устройство – генератор сигналов, и был произведен натурный эксперимент на автомобиле Lancer X, 2014 модельного года. Прибор подключался в разрыв штатной проводки без нарушения целостности проводов, т. е. разъем в разъем. Результатом эксперимента стало отсутствие воздействия внедренного устройства как при всех режимах вождения, так и при стендовой диагностике.

Были физически симитированы 3 неисправности. Первая – замасливание тормозных накладок. На автомобиль были установлены правый передний тормозной диск и накладки с нанесенным моторным маслом (1mg) на обе стороны тормозного диска. Вторая – истирание тормозных накладок, было получено установкой оригинального диска и тормозной накладки толщиной меньше допустимого предела на правое переднее колесо. Третья – это уменьшение каналов тормозных трубок, было реализовано пережатием тормозного шланга на левой стороне передней оси. При этом в память блока АБС не были записаны какие-либо коды, указывающие на неисправность. Был произведен ряд из трех стендовых тестов, которые позволили антиблокировочной системе срабатывать на роликовом стенде. Были получены диаграммы тормозных сил, на которых есть различимая область работы АБС под воздействием устройства задатчика сигналов.

Также были получены диаграммы тормозных сил при действии симитированных неисправностей, на которых мы также смогли отделить работу АБС с неисправностью и без нее. Однако для однозначной интерпретации результатов необходимо большее количество тестов для выявления общих закономерностей, определения границ нормальной работы АБС и окончательного вывода о возможности проверки эффективности работы системы на стендах. Это длительный и трудозатратный этап работы, который сейчас находится в процессе исследования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент 145381 Устройство для диагностики тормозов на борту автомобиля / Д. С. Евдокимов, А. А. Ревин. Опубл. 20.09.2014. Бюл. № 26.
2. Ревин, А. А. Диагностирование пневматической тормозной системы автомобиля с АБС по параметрам рабочего процесса / А. А. Ревин, В. В. Котов, В. В. Еронтаев // Известия вузов. Машиностроение. – 2007. – № 7. – С. 26–31.

УДК 629.113

А. В. Поздеев¹, А. В. Похлебин¹, К. В. Чернышов¹, Ю. М. Мухидинов², Ш. М. Мухучев²

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ

¹Волгоградский государственный технический университет
²Махачкалинский филиал Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ)

(¹pozdeev.vstu@gmail.com; ¹chernykv@rambler.ru; ²myrtuz.madi@list.ru; ²tamerlan68@rambler.ru

Статья посвящена стендовым испытаниям гидравлических амортизаторов и анализу их результатов, которые являются важными элементами активной безопасности автотранспортных средств. Методы испытаний амортизаторов непрерывно совершенствуются. Технические требования, методы испытаний и правила приемки гидравлических амортизаторов регламентируются стандартом Российской Федерации ГОСТ Р 53816-2010. Однако существующие методы стендовых испытаний не позволяют выявить все неисправности амортизаторов при их экспертизе вследствие ограниченных функциональных возможностей используемых стендов. Значительно более широкими функциональными возможностями обладает созданный в ВолгГТУ совместно с компаниями BISS-ITW (Индия) и ООО «Испытательные стенды» (Россия) стенд, представляющий собой научно-испытательный сервогидравлический комплекс для исследования различных узлов подвески транспортных средств, который позволяет реализовать стендовые испытания по разработанной программе. Проведены испытания амортизаторов по разработанной программе и их анализ, который позволил выявить неисправности, проявляющиеся только на некоторых режимах испытаний, и определить причины их возникновения.

Ключевые слова: гидравлический амортизатор, стендовые испытания, неисправность, испытательный стенд, гидропульсатор, программа испытаний, режим нагружения.

The article is devoted to rig testing of hydraulic shock absorbers and the analysis of their results, which are important elements of active safety of the vehicle. However, even high-quality shock absorbers from leading manufacturers in the operation process are wear and their performance parameters are reduced. Therefore, these shocks need time to identify and replace. In this regard, methods of shock absorbers testing are continuously improved. Technical requirement, test methods and acceptance criteria of hydraulic shock absorbers are regulated by the standard of Russian Federation GOST R 53816-2010. However, existing methods of rig testing do not reveal all the faults of absorbers with their expertise, due to the limited functionality of the existing stands. At the Volgograd State Technical University jointly with BISS-ITW (India) and "Test benches" (Russia) a test rig established which has much more functionality. It is representing a scientific and servo-hydraulic test system for studying the various components of the vehicle suspension. Test rig allows implementing the rig testing according to the developed program. Tests of shock absorbers according to the developed program and its analysis were conducted. Analysis allowed to identify their malfunctions, which are only visible on certain test modes, and to determine the reasons of their occurrence.

Keywords: hydraulic shock absorber, rig testing, malfunction, test rig, hydropulsor, test program, loading mode.

В настоящее время на современных отечественных и зарубежных автомобилях для гашения колебаний колес и кузова исключительное применение получили гидравлические амортизаторы. Исправные амортизаторы обеспечивают стабильность контакта протектора шин с дорожным покрытием, от которого зависят устойчивость и управляемость автомобиля, а также величина тормозного пути при экстренном торможении. Таким образом, амортизаторы являются важными элементами активной безопасности автомобиля. Однако даже высококачественные амортизаторы ведущих производителей в процессе эксплуатации изнашиваются, а их характеристики ухудшаются, что приводит к снижению активной безопасности автомобилей.

В монографии А. Д. Дербаремдикера [1] показано, что износ амортизатора, при котором сила сопротивления на ходах сжатия или отбоя за цикл колебаний уменьшается на 25 %, является критическим порогом его ресурса. В стандарте Российской Федерации ГОСТ Р 53816–2010 [2], посвященном, в частности, методам испытаний гидравлических телескопических амортизаторов, отмечено, что рабочие диаграммы новых амортизаторов должны соответствовать значениям, приведенным в конструкторской документации. При максимальных скоростях поршня от 0,25 до 0,52 м/с отклонения сил сопротивления амортизаторов от средних значений должны находиться в пределах ± 15 % при отбое и ± 20 % при сжатии. При максимальных скоростях поршня от 0,08 до 0,20 м/с предельные отклонения сил сопротивления амортизаторов от их средних значений должны находиться в пределах ± 30 % при отбое и ± 50 % при сжатии. Долговечность эксплуатируемых амортизаторов, устанавливаемых на автомобили, определяют по снижению их сил сопротивлений до предельно допустимого уровня, равного 75 % номинальной силы сопротивления амортизатора, как при отбое, так и при сжатии. При этом ресурс уже испытываемого амортизатора должен быть не менее 50% ресурса до первого капитального ремонта автомобиля.

Теоретическими исследованиями авторов статьи [3] показано, что при движении автомобиля с амортизаторами, достигшими порога ресурса по неровной дороге, колеса начинают отрываться от ее поверхности, причем тем больше, чем больше скорость движения, что ухудшает управляемость, устойчивость, тормозные свойства и безопасность автомобиля. Поэтому необходимо вовремя выявлять и заменять неисправные амортизаторы. В связи с этим непрерывно совершенствуются методы испытаний амортизаторов [1, 4–9], и проводятся исследования по выявлению закономерностей изменения их технического состояния и влиянию технического состояния амортизаторов на эксплуатационные свойства автомобиля [3, 10, 11].

Технические требования и методы испытаний, а также правила приемки гидравлических амортизаторов регламентируются стандартом Российской Федерации ГОСТ Р 53816-2010 [2]. При испытаниях амортизаторов определяют их герметичность, усилие сдвига штока, плавность перемещения подвижных деталей, шумность работы. На стенде записывают рабочие диаграммы, которые затем анализируют. Проверку новых амортизаторов проводят методом сплошного или выборочного контроля по ГОСТ Р ИСО 2859-1–2007. Результаты испытаний оформляют протоколом. В ГОСТ Р 53816–2010 определены требования к испытательным стендам и измерительной аппаратуре. Однако существующие методы стендовых испытаний не позволяют выявить все неисправности амортизаторов при их экспертизе вследствие ограниченных функциональных возможностей используемых стендов. Значительно более широкими функциональными возможностями обладает созданный на кафедре «Автоматические установки» ВолгГТУ совместно с компаниями BISS-ITW (Индия) и ООО «Испытательные стенды» (Россия) стенд (рис. 1), представляющий собой научно-

испытательный серво-гидравлический комплекс для исследования различных механических систем, в том числе узлов подвески транспортных средств.

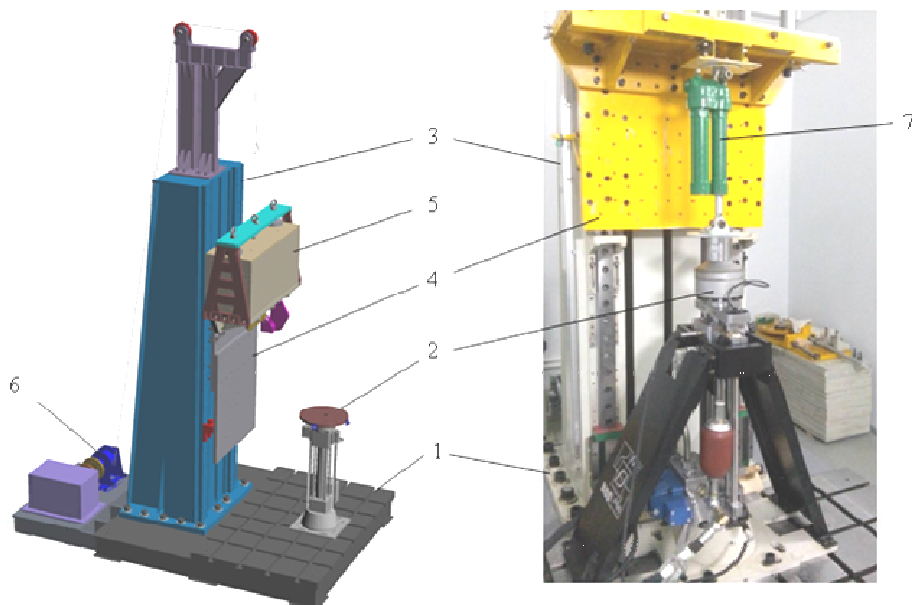


Рис. 1. Пространственная модель и общий вид силовой части стенда:
1 – основание стенда; 2 – гидропульсатор; 3 – направляющая стойка; 4 – подвижная в вертикальном направлении рама; 5 – груз; 6 – лебедка для подъема груза; 7 – испытуемый узел

Основными силовыми элементами стенда являются горизонтальное опорное основание 1, гидропульсатор 2, вертикальная направляющая стойка 3 с подвижной рамой 4 и грузом 5, имитирующими поддрессоренную массу, и лебедка, снабженная муфтой сброса груза 6. В состав стенда также входят: насосная станция, блок сервогидроклапанов, блок электронного управления режимами работы стенда и записи параметров, регистрируемых соответствующими датчиками.

Основные параметры и диапазоны научно-испытательного сервогидравлического комплекса приведены в таблице.

Основные параметры стенда

Параметр	Значение
Диапазон хода штока гидропульсатора	1,0 мкм – 0,5 м
Диапазон скоростей хода штока гидропульсатора	0,001–2,4 м/с
Диапазон частот колебаний штока гидропульсатора	0,0001–50 Гц и выше
Максимальное усилие гидропульсатора: – на ходе сжатия (при растяжении испытуемого элемента); – на ходе растяжения (при сжатии испытуемого элемента)	50 кН 12 кН
Максимальный вертикальный размер испытуемого элемента	1,5 м
Основные режимы работы гидропульсатора:	Гармонический треугольный прямоугольный случайный пользовательский
Диапазон подвижных грузов, имитирующих поддрессоренную массу	0,2–2 т
Диапазон вертикального хода подвижного груза	± 0,25 м
Максимальное усилие лебедки	30 кН
Диапазон скоростей движения троса лебедки	0,01–0,1 м/с

Испытательный стенд имеет необходимые параметры точности, соответствующие ГОСТ [2]:

- погрешность установки начального положения ползуна ± 1 мм;
- отклонение частоты колебаний не более 2 %;
- погрешность измерения сил не более 2 %;
- общая погрешность определения параметров амортизатора ± 5 %.

Благодаря многофункциональной системе приспособлений, креплений и отверстий конструкция нового стенда (рис. 1) является универсальной и модульной, поскольку механическую часть стенда можно достаточно быстро адаптировать под различные конфигурации и геометрию испытуемых блоков и их отдельных элементов.

На рис. 2 приведены примеры установки на стенд пневмогидравлической рессоры, блока подвески, состоящего из амортизационной стойки с колесом, а также амортизатора.

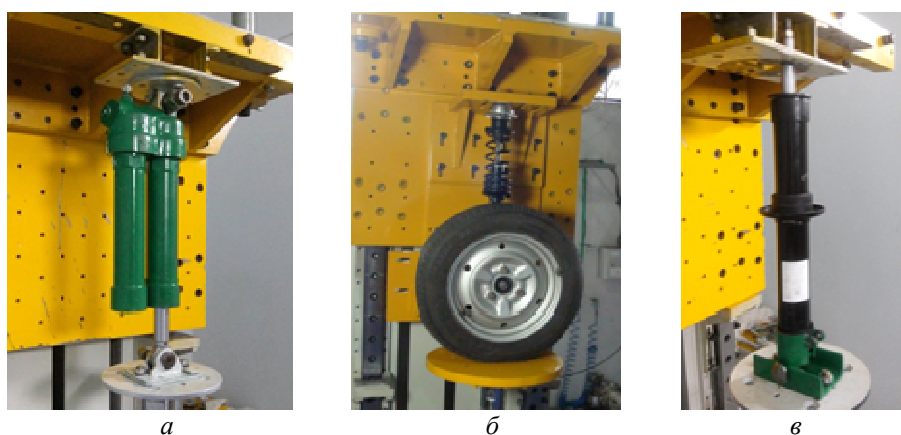


Рис. 2. Вид испытуемых элементов, установленных на стенд:
а – пневмогидравлическая рессора; *б* – пружинная подвеска с колесом;
в – газонаполненный гидравлический амортизатор

Программное обеспечение так же, как и механическая часть испытательного комплекса, имеет ряд особенностей, которые отличают новый стенд от ранее известных аналогов. Первая особенность заключается в возможности управления работой гидропульсатора по каналам силы и перемещения. Вторая особенность состоит в автоматической и ручной тонкой настройке PID-параметров работы высокоскоростного сервоклапана. К третьей особенности можно отнести задание истории нагружения и возможность программирования режимов испытаний, которое может состоять из генерации как стандартных форм нагружения, так и вводимых оператором профилей нагружения.

Известные стенды для испытаний амортизаторов помимо типа привода можно разделить на два вида:

- стенды с возможностью задания только одного режима испытаний элемента (одна амплитуда, одна частота колебаний);
- стенды с широко известной международной стандартной программой испытаний (одна амплитуда, изменяемая частота колебаний).

Зачастую такие стенды неспособны выявить наблюдаемые водителем транспортного средства дефекты, приводящие к стуку в амортизаторе, поскольку могут воспроизводить только стандартные режимы нагружения. Эти недостатки не имеет стенд кафедры «Автоматические установки» ВолгГТУ, поскольку он позволяет реализовать стендовые испытания по разработанной оператором программе.

Режимы нагружения, программируемые при стендовых испытаниях амортизаторов, могут состоять из циклов, временных задержек, спусков и подъемов с различными амплитудами, частотами колебаний и типами профиля, указанными в таблице. Оператор может задавать количество повторений испытаний, необходимое для определения их воспроизводимости.

Испытания гидравлических амортизаторов на стенде с записью рабочих диаграмм проводятся, как правило, при синусоидальном кинематическом перемещении его штока с различными ампли-

тудами и частотами. При этом величина хода поршня при испытаниях не должна превышать 80 % от полного хода (для короткоходовых амортизаторов) и быть не более 100 мм (для длинноходовых амортизаторов).

Результаты стендовых испытаний гидравлических амортизаторов передней подвески легкового автомобиля марки BMW X5 и задней подвески автомобиля марки Hyundai Sonata, приведены соответственно на рис. 3, а, б и рис. 3, в, г.

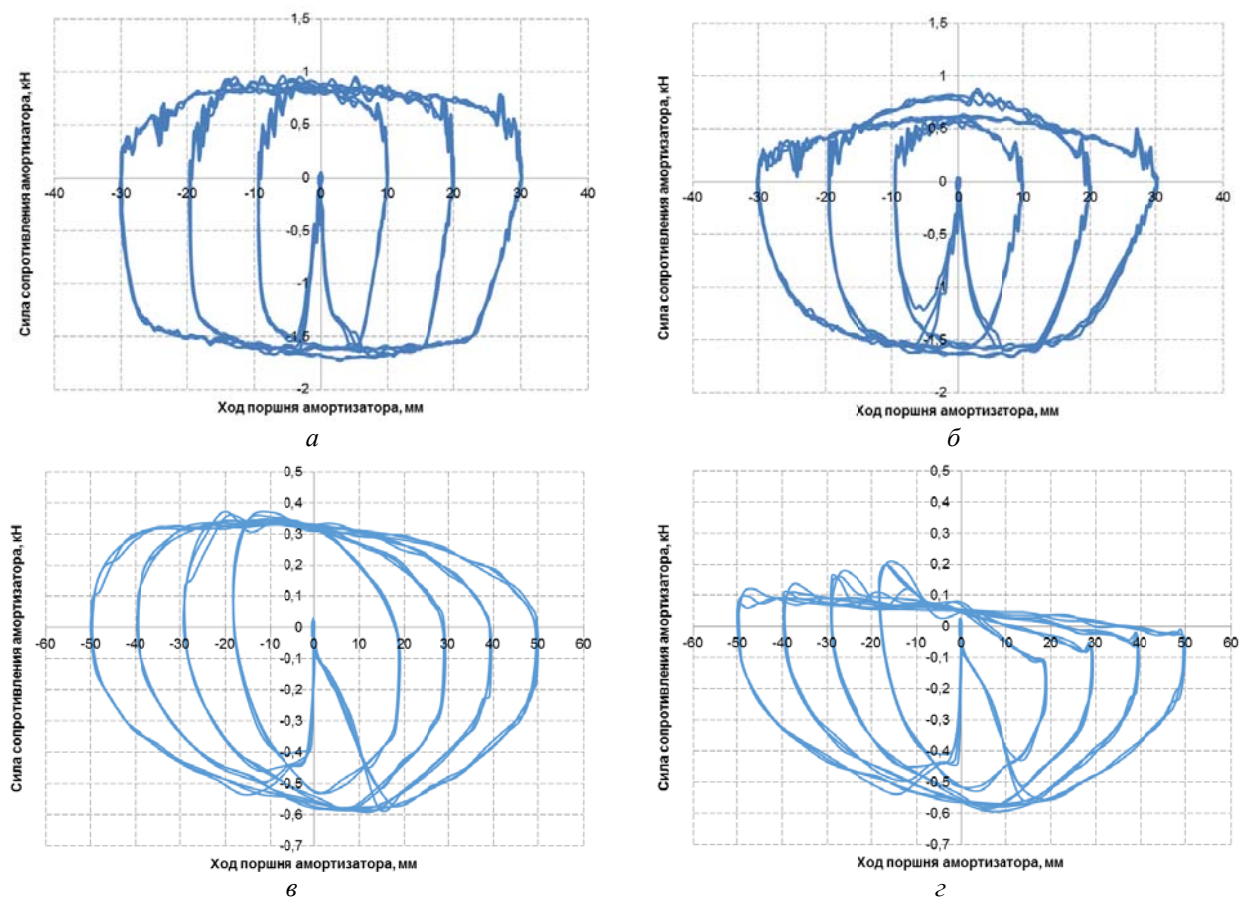


Рис. 3. Рабочие диаграммы новых гидравлических амортизаторов:
а и б – передней подвески автомобиля марки BMW X5 при скорости поршня 0,25 м/с;
в и г – задней подвески автомобиля марки Hyundai Sonata при скорости поршня 0,35 м/с

Испытания проводились при гармоническом кинематическом возмущении, постоянных максимальных скоростях поршня 0,25 и 0,35 м/с и ступенчато изменяемыми амплитудами в диапазоне 10–50 мм.

Анализ полученных рабочих диаграмм (рис. 3, а и б) позволяет сделать вывод о том, что второй испытуемый амортизатор автомобиля BMW X5 при амплитудах возмущения 10, 20 и 30 мм имеет на 35–40 % меньшую максимальную силу на ходе сжатия, чем первый. Это превышает предельно допустимый уровень снижения силы амортизатора (25 %) и свидетельствует, что амортизатор не исправен. Как правило, такая неисправность связана с нарушением работоспособности клапана хода сжатия и является следствием заводского дефекта.

Анализ рабочих диаграмм амортизаторов задней подвески автомобиля марки Hyundai Sonata (рис. 3, в и г) показывает, что при всех амплитудах возмущения у второго амортизатора наблюдается резкое снижение силы сопротивления (на 85 %). На наш взгляд, это также связано с нарушением работоспособности клапана хода сжатия.

Дополнительная оценка снижения эффективности амортизатора может быть получена при вычислении площади рабочих диаграмм. Для этого можно использовать известные программы для вычисления площади произвольного замкнутого контура (например, IpSquare). В результате расчетов по этой программе получено, что площадь рабочей диаграммы на ходе сжатия у неисправного амортизатора на 87 % меньше, чем у исправного (рис. 3, в и г).

Следует отметить, что предложенный метод определения неисправностей амортизаторов путем стендовых испытаний по разработанной оператором программе особенно важен в современных условиях при расширении использования на легковых автомобилях низкопрофильных шин, которые при неисправных амортизаторах более склонны к отрывам от поверхности дороги вследствие малого статического прогиба, что снижает безопасность движения. Для обеспечения безопасности движения автомобилей необходимо своевременное и качественное выявление неисправностей амортизаторов и их замена.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дербаремдикер, А. Д. Амортизаторы транспортных машин / А. Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
2. ГОСТ Р 53816–2010. Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний. – М., 2010, 20 с.
3. О проблеме безопасности при эксплуатации автомобилей с неисправными амортизаторами / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, М. М. Гасанов, Ш. М. Мухучев // Известия ВолгГТУ межвуз. сб. науч. ст. № 19 (146) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 9). – С. 103–106.
4. Стенды для испытания подвесок наземных транспортных средств: учеб. пособие / В. В. Новиков, И. М. Рябов, А. С. Дьяков, А. В. Поздеев, А. В. Похлебин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – 114 с.
5. Амортизаторы с рекуперацией энергии в цикле колебаний / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, А. В. Галов // Справочник. Инженерный журнал. – 2001. – № 7. – С. 31–34.
6. Типы конструкций инерционно-фрикционных амортизаторов, их моделирование и испытания / И. М. Рябов, В. В. Новиков, А. В. Поздеев, К. В. Чернышов, А. С. Митрошенко // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 4. – С. 23–26.
7. Пат. 2142585 РФ, МКИ F 16 F 7/10, B 60 G 13/18. Амортизатор / И. М. Рябов, В. В. Новиков; ВолгГТУ. – Бюл. № 34. 1999.
8. Пат. 2142586 РФ, МКИ F 16 F 7/10, B 60 G 13/18. Амортизатор / И. М. Рябов, В. В. Новиков; ВолгГТУ. – Бюл. № 34. 1999.
9. Пат. 2313014 РФ, МПК 7/10 B 60 G 15/30, F16 F 15/30 Амортизатор / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, А. Ю. Соколов, ВолгГТУ. – Бюл. № 35. 2007.
10. Безверхий, С. Ф. Основы технологии полигонных испытаний и сертификация автомобилей / С. Ф. Безверхий, Н. Н. Яценко. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1996. – 600 с.
11. Безопасность транспортных средств (автомобили): учеб. пособие для вузов / В. А. Гудков, Ю. Я. Комаров, А. И. Рябинский, В. Н. Федотов. – М.: Горячая линия-Телеком, 2010. – 431 с.

УДК 629.113.004.5

ББК 39.33 + 30.82

Х. М. Тахтамышев

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АВТОСЕРВИСНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ В УСЛОВИЯХ ОСТРОЙ КОНКУРЕНЦИИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ФОРМАХ ОРГАНИЗАЦИИ ТРУДА

Невинномысский государственный гуманитарно-технический институт
(hizirt43@mail.ru)

Приведены математические модели функционирования производств автосервисных предприятий по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей в условиях острой конкуренции. Приведенные математические модели позволяют рассчитать основные показатели автосервисных предприятий при различных вариантах взаимодействия исполнителей на постах технического обслуживания и ремонта: без взаимопомощи, с частичной взаимопомощью и с полной взаимопомощью. К таким показателям относятся вероятность отказа в обслуживании, среднее число незанятых постов, число автомобилей, покинувших очередь, среднее время пребывания автомобиля на обслуживании. Благодаря результатам расчета показателей при конкретных значениях исходных параметров потоков заявок и производительности постов технического сервиса представится возможным маневрировать трудовыми ресурсами для снижения простоя исполнителей.

Ключевые слова: мощность, автосервисные предприятия, техническое обслуживание и ремонт автомобилей, интенсивность потока заявок, вероятность, длина очереди, пропускная способность, коэффициент загрузки.

The article presents the functioning of the auto service maintenance and repair companies in a highly competitive environment as mathematical models. They allow calculation of the main performance indicators of auto service companies with different types of interaction between the workers: without mutual assistance, with partial mutual assistance and with full mutual assistance. The calculated indicators include: the likelihood of a denial of service, the average number of vacant service spots, the number of cars that left without waiting, and the average time spent on car maintenance. The calculated indicators allow maneuvering the manpower to reduce downtime costs.

Keywords: capacity, auto service companies, maintenance and repair, flow rate of the service requests, probability, queue length, throughput capacity, loading factor.

На стадии проектирования предприятий автомобильного транспорта применяются детерминированные методы технологического расчета автосервисных и автотранспортных предприятий, основанные на нормативах трудоемкости и других нормативных данных [1, 5, 9]. На стадии создания предприятий, когда загрузка мощностей прогнозируется, такие весьма приближенные методы расчета дают вполне удовлетворительные результаты. Однако на стадии функционирования автосервисных предприятий (АСП), требования к адекватности математических моделей реальным производственным процессам возрастают ввиду воздействия факторов конкурентной среды [6, 7, 8]. При функционировании автосервисных предприятий в сети автосервиса возможны различные уровни конкуренции между однопрофильными предприятиями, предоставляющими услуги по техническому сервису автомобилей, специализирующихся по конкретной номенклатуре операций технического обслуживания (ТО) и ремонта автомобилей. На практике в одной и той же сети автосервиса городов и населенных пунктов могут иметь место несколько уровней конкуренции, связанных с сезонностью изменения потоков заявок, их колебаниями в течение недели и суток. Одновременно могут воздействовать на сеть автосервиса несколько уровней конкуренции в зависимости от специализации конкретных АСП.

Условно уровни конкуренции в зависимости от соотношения между суммарной интенсивностью потока заявок и суммарной производительностью постов ТО и ремонта в одной сети автосервиса можно дифференцировать на четыре: острую, умеренную, слабую и нулевую. Количественно уровень конкуренции можно оценить с помощью среднего коэффициента загрузки ψ мощности однопрофильных предприятий, который равен значению:

$$\psi = \lambda / n \cdot v, \quad (1)$$

где λ – интенсивность потока заявок на обслуживание автомобилей, шт/час; v – интенсивность обслуживания автомобилей на одном посту, шт/час; n – количество постов по ТО и ремонту; v – интенсивность восстановления (ремонта) автомобилей на одном посту в единицу времени, шт/час.

Для описания технико-экономических показателей предприятий, производственные процессы которых носят вероятностный характер, обычно используется аппарат теории массового обслуживания [2], в которых посты рассматриваются как неделимые единицы – аппараты обслуживания. Однако особенностью работы зон ТО и ремонта автомобилей является возможность различного взаимодействия исполнителей на постах, что в значительной мере меняет их показатели. В этой связи предлагается рассматривать математические модели, аппроксимирующие реальные процессы при трех возможных вариантах взаимодействия исполнителей: без взаимопомощи, с полной взаимопомощью и с ограниченной взаимопомощью. Последний вариант обусловлен технологической ограниченностью фронта работ на одном автомобиле при выполнении комплекса операций.

Таким образом, предлагаемые математические модели должны учитывать вероятностный характер производственных процессов, фактический уровень конкуренции и варианты взаимодействия исполнителей на постах. Рассмотрим вначале показатели АСП как систем массового обслуживания (СМО) без взаимопомощи между исполнителями в условиях острой конкуренции..

В соответствии с классификацией, принятой в теории массового обслуживания [2, 4 и др.], рассматриваемая система относится к разомкнутым СМО с потерями (отказами) без взаимопомощи исполнителей. То есть в соответствии с дисциплиной поведения клиентов в условиях острой конкуренции (свободная конкуренция) в периоды времени, когда наблюдается минимизация потока заявок в течении дня, суток при отсутствии свободного поста автомобиль немедленно покидает очередь и переходит к конкуренту.

Пользуясь результатами решения дифференциальных уравнений состояний подобных СМО относительно основных показателей функционирования АСП [2,4 и др.], можно воспользоваться следующими выражениями:

1. Вероятность отказа в обслуживании (доля не обслуженных автомобилей):

$$P_n = \frac{(\lambda_n / n!) \cdot e^{-\alpha}}{n} = \frac{\alpha^n}{n! \sum_{k=0}^{\infty} (\alpha^k / k!) \cdot e^{-\alpha}} = \frac{\alpha^n}{n! \sum_{k=0}^{\infty} (1/k) \cdot \alpha^k} \quad (2)$$

2. Среднее число незанятых постов:

$$Mn = n - Mp = n - \alpha \cdot (1 - Pn) \quad (3)$$

3. Число автомобилей, покинувших очередь:

$$\Delta\lambda = \lambda \cdot Pn = \lambda(1 - P\text{обс}) \quad (4)$$

4. Абсолютная пропускная способность предприятия (интенсивность поступления автомобилей на посты):

$$\lambda_0 = \lambda \cdot (1 - Pn). \quad (5)$$

5. Среднее время пребывания автомобиля на обслуживании

$$t = Mp / \lambda \quad (6)$$

где $\alpha = \lambda / \nu$ – обобщенный параметр (плотность приведенного) потока, характеризующий отношение соответствующих интенсивностей; Mp – среднее число свободных постов (исполнителей); $P\text{обс}$ – вероятность обслуживания автомобиля;

Заметим, что последний показатель функционирования предприятия отличается от таковых при отсутствии возможности обслуживания у конкурентов по параметру λ_0 интенсивности поступления автомобилей, который отличается от интенсивности потока заявок λ на величину $\Delta\lambda$, вычисляемого по выражению (4).

Для упрощения обозначений сумм и произведений величин, входящих в расчетные выражения воспользуемся приемом автора работы [4]. В соответствии с этим приемом выражение (2) принимает вид:

$$P_n = \frac{\alpha^n}{n! \sum_{k=0}^n \alpha^k / k!} = \frac{P(n, \alpha)}{R(n, \alpha)} \quad (7)$$

где $P(n, \alpha)$, $R(n, \alpha)$ – табличные функции пуассоновского распределения.

Использование в дальнейшем новых обозначений позволяет, с одной стороны, упростить расчетные выражения, а с другой – применить таблицы функций пуассоновского распределения.

Приведенные выше выражения (2) – (6) позволяют в полной мере адекватно рассчитать показатели АСП при отсутствии взаимопомощи между исполнителями.

Если воспользоваться результатами решения дифференциальных уравнений [4] для случая частичной взаимопомощи, ограниченного l исполнителями на одном посту, то можно в новых обозначениях рассчитать основные показатели АСП по принятому ранее перечню. Для этого на начальном этапе примем вслед за автором [4] целочисленное значение $h=n/l$ и включим этот параметр в расчетные формулы.

Исходным для определения состояния системы является вероятность того, что все исполнители простаивают:

$$P_0 = \begin{cases} \frac{P(O, \alpha l)}{R(h, \alpha l) + P(h, \alpha l) \cdot \psi \cdot \frac{1 - \psi n - h}{1 - \psi}} & \text{при } \psi \neq 1 \\ \frac{P(O, \alpha l)}{R(h, \alpha l) + P(h, \alpha l) \cdot (n - h)} & \text{при } \psi = 1 \end{cases} \quad (8)$$

Остальные показатели согласно принятой последовательности равны :

1. Вероятность того, что все исполнители заняты :

$$Pn = P(k, \alpha l) \cdot P_0 \quad (k = 0, 1, 2, \dots, h) \quad (9)$$

2. Среднее число незанятых исполнителей:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{l \cdot \alpha_1 \cdot R(h_{-1}, \alpha l)}{P(0, \alpha l)} \cdot P_0 + n \cdot P_n \cdot \psi \frac{1 - \psi^{n-h}}{1 - \psi} \text{ при } \psi \neq 1 \\ \frac{1 \cdot \alpha_1 \cdot R(h_{-1}, \alpha l)}{P(0, \alpha)} \cdot P_0 + n \cdot P_n \cdot (n - h) \text{ при } \psi = 1 \end{array} \right. \quad (10)$$

3. Абсолютная пропускная способность предприятия

$$\lambda_0 = \lambda(1 - P_n) \quad (11)$$

4. Число автомобилей, покинувших очередь:

$$\Delta\lambda = \lambda - \lambda_0 \quad (12)$$

5. Среднее время пребывания автомобиля на обслуживании:

$$t = Mp / \lambda \quad (13)$$

Введенное ограничение на число исполнителей, одновременно обслуживающих один автомобиль, является следствием характера технологии выполнения операции ТО и ремонта и несколько снижает эффект от взаимопомощи. Однако в случае, когда на предприятии насчитывается 1–3 поста, можно допускать возможность полной взаимопомощи исполнителей всего предприятия. Для этого случая расчетные формулы несколько упрощаются:

1. Вероятность того, что автомобиль покинет систему:

$$P_n = \left\{ \begin{array}{l} \frac{2 - \Psi^n (1 + \Psi)}{1 - \Psi^{n+1}} \text{ при } \psi \neq 1 \\ \frac{1}{n + 1} \text{ при } \psi = 1 \end{array} \right. \quad (14)$$

2. Среднее число незанятых постов:

$$M_n - M_p = \left\{ \begin{array}{l} n - \psi \cdot n \cdot \frac{1 - \psi^n}{1 - \psi^{n+1}} \text{ при } \psi \neq 1 \\ n - \frac{n^2}{n + 1} \text{ при } \psi = 1 \end{array} \right. \quad (15)$$

3. Абсолютная пропускная способность предприятия:

$$\lambda_0 = \lambda \cdot (1 - Pn) \quad (16)$$

4. Число автомобилей, покинувших очередь:

$$\Delta\lambda = \lambda - \lambda_0 \quad (17)$$

5. Среднее время пребывания автомобиля на обслуживании

$$t = Mp / \lambda \quad (18)$$

Приведенные выше математические модели предполагали жесткую (острую) конкуренцию, когда автомобиль при отсутствии свободного поста (исполнителя) немедленно покидает предприятие и переходит к конкуренту.

Если такие условия сохраняются длительное время, предприятия автосервиса (исключая автостоянки) не могут эффективно функционировать, и эти ситуации кратковременны, в часы минимизации потока заявок. Более длительное время АСП работают в режиме умеренного и повышенного спроса на автоуслуги, когда интенсивность потоков заявок приближается к среднему значению и пиковым нагрузкам на производственные мощности всей сети АСП.

В заключение отметим, что количественным показателем уровня конкуренции в сети автосервиса является средний уровень загрузки мощности АСП за определенный достаточно длительный период времени, позволяющий безболезненно маневрировать трудовыми ресурсами для обеспечения достаточной эффективности производства по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей. Благодаря результатам расчета показателей при конкретных значениях исходных параметров потоков заявок и производительности постов технического сервиса представится возможным маневрирование трудовыми ресурсами для снижения простоя исполнителей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Напольский, Г. М.* Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания: учебник для вузов / Г. М. Напольский. – М.: Транспорт, 1993. – 271 с.
2. *Новиков, О. А.* Прикладные вопросы теории массового обслуживания / О. А. Новиков, С. И. Петухов. – М.: Советское радио, 1969. – 399 с.
4. *Овчаров, Л. А.* Прикладные задачи теории массового обслуживания / Л. А. Овчаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 324 с.
5. *Тахтамышев, Х. М.* Методы оптимального технологического расчета автотранспортных предприятий / Х. М. Тахтамышев. – Киев : Вища школа, 1986. – 110 с.
6. *Тахтамышев, Х. М.* Оптимизация мощности автосервисных предприятий / Х. М. Тахтамышев, П. В. Варуха, Н. П. Добровольский. – Изд-во НГГТИ, Невинномысск, 2010. – 144 с.
7. *Тахтамышев, Х. М.* Оптимизация мощности автосервисных предприятий при различных формах организации труда / Х. М. Тахтамышев // Известия ВолГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 19(146) / ВолГТУ. – Волгоград, 2014. – Т. 9. – С. 70–73.
8. *Терешин, О. В.* Методика оптимального использования производственных мощностей автосервисного предприятия / О. В. Терешин, Л. Р. Амирханова // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2010. – № 1(45). – С. 47–50.
9. *Техническая эксплуатация автомобилей / Е. С. Кузнецов [и др.] ; под ред. Е. С. Кузнецова. – М. : Наука, 2001. – 536 с.*

УДК 629.113/.115(075.8)

ББК 39.33.-08

Х. М. Тахтамышев

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗАПАСОВ УЗЛОВ И АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ НА АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Невинномысский государственный гуманитарно-технический институт

(hizirt43@mail.ru)

Приводятся результаты анализа существовавшей ранее и сложившейся в рыночных условиях систем снабжения автотранспортных предприятий запасными узлами и агрегатами, видов издержек при управлении запасами на автотранспортных предприятиях. Рассматриваются возможные стратегии управления запасами, и производится выбор оптимальной стратегии управления запасами узлов и агрегатов, учитывающей особенности движения запасов внутри предприятий и степень их влияния на техническую готовность парков автомобилей. Принимая во внимание сложность аналитических моделей определения запасов, учитывающих различные законы распределения параметров спроса и предложения, имеющих место на практике, для практических расчетов рекомендованы аналитические выражения по определению запасов при детерминированном и вероятностном спросе с учетом возможностей персонала функционирующих предприятий по планированию поставок и восстановлению неисправных элементов автомобилей силами предприятий.

При относительной простоте рекомендуемых расчетных формул они обеспечивают высокую степень обеспеченности предприятий запасными узлами и агрегатами автомобилей.

Ключевые слова: снабжение, логистика, запасы, издержки, оптимизация, автотранспортные предприятия, ремонт автомобилей, вероятность, поставки, хранение.

The article presents the results of the analysis of earlier and current market conditions of supply systems in transportation companies in terms of spare units, and types of costs in an inventory management system. Taking into account the specifics of the inventory movement within enterprises and their impact on the technical readiness of car parks, it reviews multiple inventory management strategies and selects the most optimal one. Considering the complexity of the analytical models of determination of reserves that takes into account various laws of demand and supply parameter distribution, the article recommends analytical formulas to identify stocks with the deterministic and probabilistic demand. It takes into account the capacity of the staff to plan the supply and the recovery of defective car units. While the recommended formulas are relatively simple they enable a high precision supply of spare vehicle units.

Keywords: provision, logistics, inventory, cost optimization, road transport companies, car repair, the probability of delivery, storage.

Системы снабжения, функционировавшие в стране в дореформенное время, были основаны на административных методах управления и предполагали централизованные фондируемые поставки материалов. При такой системе периодичность поставок и размеры партий практически не зависели от предприятий-заказчиков, а невозможность организации экстренных поставок приводила к созданию неоправданно больших страховых (резервных) запасов материальных средств.

В условиях рыночной экономики основной принцип взаимодействия между предприятиями основан на договорных отношениях, в связи с чем возрос перечень вопросов, по которым на уровне автотранспортных предприятий (АТП) необходимо принимать самостоятельные решения. Однако свобода в принятии решений влечет за собой и большую ответственность, так как необоснованные решения могут привести к большим материальным издержкам, а в конечном итоге снижению экономической эффективности предприятий.

В системе материально-технического снабжения (логистической системе) АТП наступившие изменения обеспечивают гарантированную поставку запчастей и материалов в соответствии с ранее подготовленными заявками. В этой связи возрастает роль маркетинговых отделов по оптимальному составлению заявок, а также изучению и прогнозированию спроса на все виды потребляемых материалов и запчастей. Вопросами повышения эффективности логистики занимается наука, получившая за рубежом название «Научное управление запасами» [1,7,9,11]. В теории управления запасами нашли решение многие типовые задачи, компетентное использование которых для автомобильного транспорта может дать ощутимый эффект. Однако сложность многих математических выкладок затрудняет применение их на практике. К тому же не получили решения некоторые специфические особенности управления запасами оборотных запчастей для автомобилей на уровне АТП. Между тем управление запасами заключается в установлении моментов и объемов заказа на восполнение их и распределение вновь прибывшей партии по нижестоящим звеньям системы снабжения.

Стратегией управления запасами называется совокупность правил, по которым принимаются эти решения [1,2,6,7,9,11].

На практике возможны два варианта построения логистической системы: децентрализованный (однокаскадный) и эшелонированный (многокаскадный) [3,4,5,7].

В первом случае возникновение дефицита на одном из складов ликвидируется поставкой материалов из других складов. Источник пополнения запасов системы складов принимается неисчерпаемым.

Во втором случае дефицит ликвидируется за счет поставки склада высшей ступени, у которой запас ограничен. Число складов может достигать четырех–пяти.

Многокаскадные системы делятся, в свою очередь, на линейные (у каждого склада один потребитель) и нелинейные (при нескольких потребителях).

Системы снабжения делятся также по числу номенклатур: многономенклатурные и однономенклатурные. На автомобильном транспорте имеют место все указанные логистические системы в зависимости от географического расположения АТП. В многономенклатурных системах управления запасами для снижения издержек на организацию учета и прогнозирование спроса часто используют классификацию материалов по спросу и стоимости [1,7,8]. В первую группу включаются материалы с наибольшим спросом и стоимостью (группа А). Номенклатура этой группы составляет 5...10 % общей, а стоимость – 60 %...70 %.

Вторая группа представлена материалами с умеренным спросом и стоимостью (группа В). Соответственно номенклатура насчитывает 20...25 %, а стоимость – 15...20 %.

Наконец, третья группа (группа С) включает в себя материалы с наименьшим спросом и стоимостью. Номенклатура этой группы равна 80...85 % общей, а стоимость – 10...15 %.

Такое примерное разделение запасов позволяет сосредоточить внимание на небольшой номенклатуре материалов, определяющей основные показатели системы в целом.

Внедрение в практику системы А, В, С дает большой экономический эффект и без применения других научных методов управления запасами, так как при этом достигается лучшая управляемость системы. При использовании этой классификации для группы А можно рекомендовать непрерывный контроль запасов, для группы В – периодический контроль и для группы С – контроль по потребности.

Исходным параметрам логистических систем является спрос, который можно классифицировать по следующим признакам:

- 1) стационарный или нестационарный;
- 2) детерминированный или статистический (вероятностный);
- 3) непрерывный или дискретный (прерывный);
- 4) зависящий от спроса на другие номенклатуры или независимый.

Пополнение запасов после подачи заявки всегда происходит с некоторой задержкой. В зависимости от величины задержки поставки делятся на мгновенные, с задержкой на фиксированный срок и с задержкой на случайный промежуток времени.

В случае возникновения дефицита в некоторых логистических системах предусматривается экстренная поставка, для которой задержка поставок по сравнению с обычной неизмеримо меньше. Объем поставок (размер партии) может быть равен заказанному или являться случайной величиной.

При управлении запасами АТП имеют место издержки следующих видов [9,10]:

- 1) по сбору и обработке данных и по управлению складской системой;
- 2) связанные с дефицитом запасов;
- 3) связанные с поставками;
- 4) связанные с хранением запасов.

Издержки предприятий по сбору и обработке данных и по управлению складской системой состоят из двух частей:

- 1) расходы на зарплату работников, занимающихся анализом спроса на запчасти и материалы за предыдущие периоды хозяйствования, и их прогнозирование на предстоящий период;
- 2) расходы на зарплату заведующего складом, осуществляющего операции по оформлению заявок на предстоящие периоды и оформление заказов, это издержки, приведенные к одному дню работы предприятия:

$$S_y \frac{C_n \cdot t_n \cdot C_3 \cdot t_3}{D_\Gamma}, \quad (1)$$

где C_n, C_3 – годовой фонд заработной платы лиц, занимающихся соответственно анализом и прогнозированием спроса и оформлением заказов; t_n, t_3 – количество дней с течение года, необходимое для выполнения работ, связанных соответственно с анализом и прогнозированием спроса и с оформлением заказов.

Издержки, связанные с дефицитом запасов запчастей и материалов для автотранспортных предприятий, сводятся к потерям дохода из-за простоя автомобиля по техническим причинам, руб.:

$$C_A \frac{D - C_\Gamma - C_B - C_{AM}}{A_{CM} \cdot \alpha_T \cdot D_\Gamma}, \quad (2)$$

где D – годовой доход АТП; C_Γ – годовые затраты АТП на горючее и смазочные материалы; C_B – расходы на заработную плату водителей; C_{AM} – затраты на амортизационные отчисления на подвижной состав.

Издержки, связанные с поставками, следует рассчитывать с учетом дифференцирования их на обычные и экстренные.

При обычных (плановых) поставках расходы АТП обусловлены транспортными издержками. Стоимость одной поставки составляет, руб.:

$$C_{PC} = Z_\Gamma + Z_{AM} + (Z_B + Z_C) \cdot t_n, \quad (3)$$

где Z_Γ – стоимость горючего, затрачиваемого на одну поставку, руб.; Z_{AM} – амортизационные отчисления на автомобиль за одну езду «туда-обратно», руб.; Z_B, Z_C – дневная зарплата соответственно водителя и снабженца (включая командировочные), руб.; t_n – продолжительность времени выполнения одной поставки, дней.

Если за одну поставку размер партии равен Q , то издержки на поставку одной запчасти

$$C_{II} = C_{PC} / Q \quad (4)$$

Естественно, для малогабаритных запчастей удельные издержки на поставку значительно меньше таковых для крупногабаритных узлов и агрегатов автомобилей.

При организации экстренных поставок, как правило, размер партии $Q = I$, что резко увеличивает транспортные расходы. Однако в этом случае сюда добавляются издержки из-за простоев автомобилей (дефицита):

$$C_{ПЭ} = C_{П} + C_{А} \cdot t_{3} = (Z_{В} + Z_{С} + C_{А}) \cdot t_{3} \quad (5)$$

где t_{3} – среднее время на экстренную доставку запчасти из базы снабжения, дней.

Издержки на хранение одной запчасти определяются как сумма потерь АТП из-за омертвления средств и на содержание склада:

$$C_{ХР} = \frac{C_{F} S_{q}}{S_{F}} + \frac{F_{i}(S_{АМ} + Z_{n})}{F_{c} \cdot D_{Г}}, \quad (6)$$

где S_{q} , $S_{АВ}$ – стоимость соответственно запчастей и автомобиля; F_{i} – площадь, занимаемая одной запчастью, м²; $S_{АМ}$ – отчисления и расходы на содержание (отопление, освещение и т. д.) помещений склада за год, руб.; Z_{n} – годовая зарплата персонала; F_{c} – общая площадь склада, м.

Как указывалось ранее, логистические системы в большой степени определяются характером спроса и поставок [1,2,4,6]. В зависимости от этих параметров находятся и оптимальные их стратегии функционирования.

Под оптимальной стратегией понимается такая совокупность правил управления запасами, которая обеспечивает наибольшую прибыль или наименьшие издержки. Потребность практики вызвала необходимость разработки определенных стратегий, приспособленных к различным видам материалов, характеру спроса и поставок.

Иногда задача выбора оптимальной стратегии настолько сложна, что поиск оптимальной стратегии или невозможен, или неэкономичен. Тогда оптимизация проводится по нескольким известным стратегиям, близким к оптимальной, и выбирается та, которая дает наименьшие затраты.

По указанной причине наибольшее распространение получили самые простые типы стратегий [1,7,11].

Реальные системы управления запасами носят вероятностный характер и имеют колебания показателей по сезонам года. Естественно, что математические модели, описывающие эти системы, должны отражать реальные процессы и, следовательно, носить вероятностный характер.

Эти математические модели настолько сложны, что на первом этапе для уяснения существа вопроса целесообразно упростить их, оперируя лишь средними значениями статистических величин. Иными словами, представить вероятностные модели в виде детерминированных, т. е. не подверженных вариации. Правомочность такого упрощения обусловлена также тем обстоятельством, что результаты, полученные с помощью этих моделей, дают качественно правильные суждения и для вероятностных систем.

Любая задача управления запасами предполагает решение двух основных задач:

- 1) когда закупать;
- 2) сколько закупать.

Иными словами, необходимо определять размер заказа Q и точку заказа в зависимости от характера этих величин можно сформулировать следующие их сочетания [1,7,11]:

Q – постоянная P – постоянная (стратегия фиксированного размера заказа);

Q – постоянная, P – переменная (регулярное пополнение запасов при фиксированном размере заказа);

Q – переменная, P – постоянная (стратегия двух уровней);

Q – переменная, P – переменная (стратегия постоянного уровня запасов).

Существуют и другие модели управления запасами, однако наибольшее распространение получили следующие стратегии:

1. Система с фиксированным размером заказа (P , Q).
2. Система двух уровней (P , M), обозначаемая также (S , S)-стратегией.

В модели с фиксированным размером заказа при снижении уровня текущих запасов ниже точки заказа P выполняются заказ новой партии Q .

Для стратегии постоянного уровня запасы в фиксированный момент времени пополняются до максимального уровня.

Случайный характер процессов управления запасами создает непредвиденные ситуации в системах управления запасами, ориентированных на средний спрос. В результате неравномерного спроса, поставок и т. д. в отдельные периоды времени может возникнуть дефицит материалов. Во избежание образования дефицита обычно создается некоторый резервный запас, который может быть получен различными методами.

В качестве примера для детерминированных систем предлагается упрощенная методика определения резервного запаса.

Эта методика предполагает допущение 2 % дефицита. Иными словами, спрос за период функционирования системы управления запасами будет удовлетворен на 98 %. Это допущение позволяет воспользоваться простым правилом [1,11]: только в 2 % случаев спрос превысит величину, равную среднему спросу плюс удвоенный квадратный корень из этого среднего. За некоторый период времени функционирования T при среднем спросе λ_q резервный запас, принятый с допущением 2 % дефицита, будет равен

$$B = 2\sqrt{T \cdot \lambda_q} \quad (7)$$

Резервный запас, как правило, создается на период выполнения заказа L , который зачастую бывает случайной величиной. Поэтому, воспользовавшись (7) и приняв соответствующее обозначение периода выполнения заказа, который увеличится на величину $2\sqrt{L}$, запишем формулу для резервного запаса при колебаниях времени выполнения заказа:

$$B = 2\sqrt{(L + 2\sqrt{L})\lambda_q} \quad (8)$$

Выражение (8) позволяет получить значение резервного запаса приближенно. Для более обоснованных значений резервного запаса необходима имитация процессов движения запасов методом статистического моделирования. Принимая во внимание относительную простоту выражений (7) и (8), при отсутствии любого другого обоснования величины резервного запаса эти выражения могут успешно использоваться в практических расчетах при определении запасов узлов и агрегатов автомобилей на автотранспортных предприятиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Букан, Дж. Научное управление запасами / Дж. Букан, Э. Кенигоберг ; пер. с англ. под ред. Б. В. Гнеденко. – М.: Наука, 1967. – 423 с.
2. Герасимов, Б. И. Основы логистики / Б. И. Герасимов, В. В. Жариков, В. Д. Жариков. – М.: ИНФРА-М, 2010. – 304 с.
3. Кульбак, Л. И. Основы расчета обеспечения электронной аппаратуры запасными элементами / Л. И. Кульбак. – М.: Советское радио, 1970. – 207 с.
4. Мельников, В. П. Логистика / В. П. Мельников, А. Г. Схиртладзе, А. К. Антонюк. – М.: Юрайт, 2014. – 288 с.
5. Щербаков, В. В. Основы логистики: теория и практика / В. В. Щербаков [и др.]. – СПб.: Питер: Питер Пресс, 2009. – 426 с.
6. Рыжиков, Ю. И. Управление запасами / Ю. И. Рыжиков. – М.: Наука, 1969. – 344 с.
7. Тахтамышев, Х. М. Модели функционирования логистических систем управления запасами малых автосервисных предприятий / Х. М. Тахтамышев, О. А.-Г. Этлухов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – № 2(71). – Вып. 2. – Саратов : Изд-во СГТУ, 2013. – 377 с.
8. Тахтамышев, Х. М. Методика формирования запасов промежуточного склада автотранспортных предприятий / Х. М. Тахтамышев, М. И. Езаов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. тр. № 2(85) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – (Серия «Наземные транспортные системы ; вып. 5). – 99 с.
9. Фетисов, П. Б. Управление запасами запасных частей для автомобилей / А. Н. Ременцов, В. А. Зенченко, П. Б. Фетисов // Грузовик. – М.ООО «Издательство Машиностроение», 2012. – Вып. 5. – С. 25-26.
10. Херли, Дж. Анализ систем управления запасами / Дж. Херли, Т. Уайтин ; пер. с англ. / Под ред. А. Я. Райкина. – М.: Наука, 1969. – 245 с.