

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИЗВЕСТИЯ

ВОЛГОГРАДСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Серия

НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

Выпуск 8

№ 3(130)

Межвузовский сборник научных статей
Издается с января 2004 г.

2014



Волгоград
2014

Учредитель: ГОУ высшего профессионального 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. ВолгГТУ *В. А. Гудков*
- д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Баумана *Н. А. Иващенко*
- д-р техн. наук, проф. МАДИ – технический университет *А. М. Иванов*
- д-р техн. наук, проф. МГТУ им. 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 *Е. Ю. Липатов* (ответственный секретарь)

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст.
№ 3(130)/ ВолгГТУ. – Волгоград, 2014. – 108 с. – (Серия «Наземные транспортные системы». Вып. 8).
ISBN 978-5-9948-1435-2

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.: 90. Табл.: 15. Библиогр.: 139 назв.

СОДЕРЖАНИЕ

Часть 1. КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

<i>Балабина Т. А., Мамаев А. Н., Чепурной С. И.</i> Некоторые положения пространственной теории клина и применение их к анализу траекторий перемещения упругого симметричного клина в желобе при различных случаях его нагружения.....	5
<i>Железнов Е. И., Железнов Р. Е.</i> Влияние упругой характеристики сцепного устройства на взаимодействие звеньев малотоннажного автопоезда при торможении.....	8
<i>Зайкин О. А., Шеховцов В. В., Ляшенко М. В.</i> Разработка бесшатунных зубчатых приводов с поступательным движением без направляющей.....	10
<i>Иванцов В. Д., Шевчук В. П., Иванцов А. В.</i> Экспериментальные исследования перемещений остова гусеничного трактора при установившемся движении на вспашке.....	14
<i>Короновский В. В., Морозов Н. Г.*, Сильвестров Э. Е.*</i> Методы синтеза многозвенных механизмов движителей и рулевых устройств шагающих транспортных средств.....	19
<i>Кучеров В. Г., Карлов В. И.</i> Терморегуляция гидравлических ограничителей линейных перемещений.....	24
<i>Медведицков С. И., Филиповец Р. О.</i> Влияние износа шин легкового автомобиля на его реакцию при выполнении маневра «рывок руля».....	27
<i>Поздеев А. В., Рябов И. М., Соколов А. Ю., Митрошенко А. С., Чумаков Д. А.</i> Виброзащитные свойства релаксационной подвески с инерционным демпфирующим устройством и комбинированным соединением дополнительных упругих элементов.....	30
<i>Ревняков Е. Н.</i> Модель осевого механического выпрямителя с дополнительными рабочими поверхностями и промежуточными шариками.....	33
<i>Рябов И. М., Поздеев А. В., Соколов А. Ю., Малинин Н. Н.</i> Колесо с внутренней пневматической демпфирующей системой и исследование его динамического гасителя.....	37
<i>Савкин А. Н., Андроник А. В., Суханов М. А.</i> Прогнозирование долговечности конструктивных элементов в среде SOLIDWORKS.....	41
<i>Сергеев А. И.</i> Динамические характеристики электромеханического привода колесного движителя перекатывающегося типа.....	44
<i>Чернова Г. А., Тышкевич В. Н., Бадиков К. А.*, Моисеев Ю. И., Заболотный Р. В.</i> Оценка прочности деталей рулевого управления автобуса.....	47
<i>Шеховцов В. В., Соколов-Добрев Н. С., Долгов К. О., Клементьев Е. В.</i> Улучшение конструктивных параметров многофункционального диагностического стенда с целью снижения его динамической нагруженности и улучшения точности измерений.....	51
<i>Шеховцов К. В., Победин А. В., Соколов-Добрев Н. С., Ляшенко М. В., Шеховцов В. В.</i> Исследование системы поддрессоривания кабины со штатными и динамическими виброизоляторами.....	54

Часть 2. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Левин Ю. В., Федянов Е. А.

Теоретическое исследование влияния добавок водорода на процесс распространения пламени в роторно-поршневых двигателях Ванкеля..... 58

Шатров М. Г., Яковенко А. Л., Алексеев И. В., Набиль Гадир (САР)

Методика моделирования структурного шума ДВС на неустановившихся режимах..... 60

Часть 3. ОРГАНИЗАЦИЯ НА ТРАНСПОРТЕ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Авилова Е. Д., Раюшкина А. А., Ширяев С. А., Федотов В. Н.

Совершенствование организации работы субъектов рынка автомобильных перевозок при доставке внешнеторговых грузов..... 66

Ваганова Т. В., Ширяев С. А.

Подходы к рациональному выбору транспортных средств различных форм собственности для обслуживания промышленного предприятия..... 68

Гладышева Д. В., Комаров Ю. Я.

Определение профессионально значимых качеств водителя с помощью метода экспертных оценок..... 71

Левашев А. Г.

Измерение генерации посещений объектов массового обслуживания населения..... 75

Липенков А. В., Елисеев М. Е.

Определение пропускной способности остановочного пункта городского пассажирского транспорта при непостоянном числе мест обслуживания..... 79

Поздняков М. Н., Колесников В. С.

Совершенствование транспортного обслуживания и организации движения на территории жилой застройки..... 82

Преловская Е. С., Михайлов А. Ю.

Транспортное моделирование: от города к агломерации..... 86

Рябов И. М., Водолажский И. С.

Современное состояние и перспективные направления развития городских перевозок пассажиров в городе Волгограде..... 90

Рябов И. М., Нгуен Х. Т. Т.

Современное состояние пассажирского транспорта города Ханой..... 93

Скобелев Ю. В., Куликов А. В., Деев И. А.

Исследование качества обслуживания пассажиров, перемещающихся в пригородном и междугородном направлениях города Волгограда..... 96

Часть 4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Магомедов В. К., Сурхаев Г. М.

Повышение надежности полуприцепов автопоездов в горных условиях путем выравнивания показателей безотказности и долговечности их составных частей..... 99

Чернышов К. В., Магомедов В. К., Сурхаев Г. М.

Анализ видов, последствий и критичности отказов полуприцепов автопоездов, работающих в условиях горных дорог..... 102

К сведению авторов..... 107

КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

УДК 621.852.42

Т. А. Балабина, А. Н. Мамаев, С. И. Чепурной

НЕКОТОРЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ТЕОРИИ КЛИНА И ПРИМЕНЕНИЕ ИХ К АНАЛИЗУ ТРАЕКТОРИЙ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ УПРУГОГО СИММЕТРИЧНОГО КЛИНА В ЖЕЛОБЕ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СЛУЧАЯХ ЕГО НАГРУЖЕНИЯ

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

(e-mail: tmm@mami.ru)

В предлагаемой методике расчета осевых сил на шкивах клиноременной передачи используются уравнения, полученные с учетом основных положений пространственной теории клина.

Ключевые слова: клиновой ремень, осевые силы, дуга обхвата, шкив, натяжение ремня.

The proposed method of calculation of the axial forces on the V-belt pulleys are used equations derived from the main provisions of the spatial theory of the wedge.

Keywords: V-belt, the axial force, the arc of circumference, pulley, belt tension.

При исследовании механизма передачи окружной силы клиновым ремнем и процесса скольжения ремня в канавках ведущего и ведомого шкивов необходимо учитывать конкретную – клиновую форму ремня. Вместе с тем необходимо учитывать физико-механические характеристики ремня.

Клиновой ремень представляет собой сложноструктурную полимерную композицию, физико-механические свойства которой зависят от большого числа факторов. Кроме того, при работе клиновой ремень испытывает сложное напряженное состояние, поэтому составляющие ремень элементы, отличающиеся между собой упругими и прочностными свойствами, могут занимать различное положение относительно друг друга.

В процессе передачи окружной силы ремень скользит в канавках шкивов передачи как в окружном, так и в радиальном направлении, что приводит к интенсивному износу его рабочих поверхностей. Работоспособность и долговечность ремней всех видов зависит также от свойств корда, структуры наполнителя, обертки, технологии изготовления и целого ряда других факторов.

При свободном изгибе ремня сечение его искажается и боковые поверхности ремня при-

нимают криволинейную форму, что обуславливает, в свою очередь, неравномерное распределение давления по высоте боковой поверхности ремня при его работе на шкивах, приводящее к снижению долговечности ремня.

Основные требования предъявляются к ремням для вариаторов. Так, для достижения высокого диапазона регулирования ремень должен иметь большую ширину, малый угол клина и малую толщину (высоту) для того, чтобы работать на шкивах малых диаметров. То есть вариаторный ремень должен отличаться увеличенным соотношением ширины ремня по его нейтральному слою (ϵ_p) к высоте (h), уменьшенным углом клина (φ), а по упругим свойствам – пониженной сопротивляемостью изгибу и высокой поперечной жесткостью.

При решении практических задач, связанных с расчетом клиноременных передач и особенно вариаторов, возникает необходимость в определении осевых сил, действующих на шкивах передачи.

Для определения осевых сил на шкивах клиноременной передачи могут быть использованы уравнения, полученные в работе [1], которые описывают процесс передачи окружной силы клиновым ремнем с позиций пространственной теории клина.

В настоящей работе приняты следующие обозначения:

$R_{I(2)}$ – расчетный конструктивный радиус (радиус шкива на котором ширина канавки равна ширине нейтрального слоя недеформированного ремня). Здесь и в дальнейшем индекс 1 относится к ведущему шкиву, индекс 2 – к ведомому;

$r_{1H(2H)}$ – радиус расположения нейтрального слоя ремня в канавках ведущего и ведомого шкивов при холостом ходе (радиус расположения нейтрального слоя элемента клинового ремня в канавке шкива, полученный из условия чисто радиального вдвигания элемента в канавку шкива);

r, dr – текущий радиус расположения нейтрального слоя ремня и его приращение;

e_p – расчетная ширина ремня (ширина нейтрального слоя недеформированного ремня);

h – высота ремня;

A – площадь поперечного сечения клинового ремня;

E_p – приведенный модуль упругости клинового ремня при продольном растяжении;

E_c – приведенный модуль упругости клинового ремня при поперечном сжатии;

φ – угол профиля канавки шкива;

f – коэффициент трения между материалами ремня и шкива;

p – удельное давление на рабочей поверхности ремня;

ψ – коэффициент тяги;

$\tau, d\tau$ – текущее окружное перемещение элемента ремня относительно шкива и его приращение;

ξ_1, ξ_2 – относительная потеря скорости при набегании ремня на шкивы передачи;

α – основная дуга обхвата (полная дуга обхвата за вычетом дуг входа и выхода);

$d\alpha$ – элементарный угол дуги обхвата, приращение угла обхвата;

F_0 – сила предварительного (начального) натяжения ремня;

F_1, F_2 – натяжение ремня в ведущей и ведомой ветвях;

F, dF – сила натяжения ремня в текущей точке дуги обхвата и ее приращение;

$F_{Z1(2)}, dF_Z$ – осевая сила на ведущем и ведомом шкивах и ее приращение.

Настоящая методика расчета клиноременных передач с целью определения осевых сил, действующих на дугах обхвата шкивов передачи, предполагает следующие исходные данные для расчета:

$$R_{I(2)}, \varphi, f, F_{I(2)}, e_p, h, A, E_c, \xi_{1(2)}, \alpha_{I(2)};$$

при расчете могут быть использованы следующие системы уравнений:

для ведущего звена:

$$dF = \left(-\frac{1}{\cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \sqrt{4h^2 \cdot r_{1H}^2 \left(f^2 - tg^2 \cdot \frac{\varphi}{2}\right) p^2 + 4tg \cdot \frac{\varphi}{2} \cdot h \cdot r_{1H} \cdot p \cdot F - F^2} \right) \cdot d\alpha; \quad (1)$$

$$d\tau = \left[1 - \frac{r}{r_{1H}(1 - \xi_1)} \left(1 + \frac{F_1 - F}{E_p A} \right) \right] d\alpha; \quad (2)$$

$$dr = \frac{d\tau(2tg \cdot \varphi/2 \cdot r_{1H} \cdot h \cdot p - F)}{dF} \cdot d\alpha; \quad (3)$$

$$p = \frac{E_c(R_{I(2)} - r) \sin\varphi}{e_p} + \frac{F \sin\varphi}{4h \cdot r_{1H}}; \quad (4)$$

$$dF_Z = \left(\frac{p \cdot h \cdot r_{1H}}{\cos^2 \cdot \varphi/2} - \frac{F \cdot \sin\varphi}{4h \cdot r_{1H}} \right) d\alpha. \quad (5)$$

для ведомого шкива:

$$dF = \left(\frac{1}{\cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \sqrt{4h^2 \cdot r_{2H}^2 \left(f^2 - tg^2 \cdot \frac{\varphi}{2}\right) p^2 + 4tg \cdot \frac{\varphi}{2} \cdot h \cdot r_{2H} \cdot p \cdot F - F^2} \right) \cdot d\alpha; \quad (6)$$

$$d\tau = \left[1 - \frac{r(1 - \xi_2)}{r_{2H}} \left(1 + \frac{F_{12} - F}{E_p A} \right) \right] r d\alpha; \quad (7)$$

$$dr = \frac{d\tau(2tg \cdot \varphi/2 \cdot r_{2H} \cdot h \cdot p - F)}{dF} \cdot d\alpha; \quad (8)$$

$$p = \frac{E_c(R_2 - r) \sin\varphi}{e_p} + \frac{F \sin\varphi}{4h \cdot r_{2H}}; \quad (9)$$

$$dF_Z = \left(\frac{p \cdot h \cdot r_{2H}}{\cos^2 \cdot \varphi/2} - \frac{F \cdot \sin\varphi/2}{2} \right) d\alpha. \quad (10)$$

Очевидно, что, суммируя элементарные осевые силы dF_z , можно определить полную величину осевой силы, сжимающей ремень в пределах основного участка дуги обхвата каждого из шкивов.

Для интегрирования дифференциальных уравнений, входящих в эти системы, необходимы или начальные, или же граничные условия, т. е. значения искомой величины на обоих концах промежутка (участка) дуги обхвата, в котором рассматривается задача интегрирования соответствующего уравнения.

При решении, полагая силу натяжения ветвей рассчитываемой передачи известной величины, натяжение ремня в начале основной дуги обхвата будем условно считать равным натяжению в набегающей ветви. Натяжение ремня в конце дуги обхвата считаем равным его натяжению в сбегающей ветви. То есть при интегрировании уравнений (1) и (6) граничными уравнениями величины натяжения ремня будут для ведущего шкива $F|_{\alpha=0} = F_1$; $F|_{\alpha=\alpha_1} = F_2$, а для ведомого $F|_{\alpha=0} = F_2$; $F|_{\alpha=\alpha_2} = F_1$.

Передаваемая окружная сила $F_{окр}$ определяется при этом как $F_{окр} = F_1 - F_2$, а коэффициент тяги $\Psi = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{F_{окр}}{2F_0}$.

При автоматическом натяжении ремня выбор коэффициента тяги Ψ при заданном значении предварительного натяжения ремня F_0 однозначно определяет и его натяжение в ветвях передачи:

$$F_1 = F_0 \cdot (1 + \Psi);$$

$$F_2 = F_0 \cdot (1 - \Psi).$$

Передаваемая окружная сила при автоматическом натяжении определяется как:

$$F_{окр} = F_1 - F_2 = 2\Psi F_0.$$

Радиус расположения элемента клинового ремня в канавке шкива в начале основного участка дуги обхвата каждого из шкивов определяется по формуле

$$r_{1H(2H)} = \frac{R_{1(2)} + R_{2(2)}}{2} + \sqrt{\frac{R_{1(2)}^2}{4} - \frac{F_{1(2)} \cdot \sigma_p}{4h \cdot E_c \sin \frac{\varphi}{2}} \left(\frac{1}{f \cdot \cos \frac{\varphi}{2} + \sin \frac{\varphi}{2}} - \sin \frac{\varphi}{2} \right)}. \quad (11)$$

В процессе решения систем дифференциальных уравнений должны отыскиваться величины ξ_1 для ведущего шкива или ξ_2 – для ведомого,

при которых будут соблюдаться граничные условия для величины силы натяжения ремня F . То есть при заданной нагрузке нужно найти такую величину относительной потери скорости при набегании ξ_1 или ξ_2 , при которой натяжение ремня изменяется в пределах дуги обхвата рассчитываемого шкива соответственно от F_1 до F_2 или от F_2 до F_1 .

Решение системы дифференциальных уравнений выполняется в следующей последовательности. Исходя из условий, что при $\xi_{1(2)}$, отличном от нуля, элемент ремня, после набегания последнего на шкив, вдвигается в канавку под некоторым углом к радиусу с соответствующим изменением натяжения ремня в его граничных сечениях, задавалось приращение натяжения ремня dF на центральном угле $d\alpha$ или производная $dF/d\alpha$ при $\alpha=0$.

Затем по формуле

$$p = \frac{-F_{1(2)} \cdot tg \frac{\varphi}{2} + \sqrt{f^2 \cdot F_{1(2)}^2 + \cos^2 \frac{\varphi}{2} (f^2 - tg^2 \frac{\varphi}{2})} \cdot \left(\frac{dF}{d\alpha} \right)^2}{2h \cdot r_{1H(2H)} \cdot (f^2 - tg^2 \frac{\varphi}{2})} \quad (12)$$

определяется удельное давление на боковой (Рабочей) поверхности элемента. При известном p по формуле

$$r = R_{1(2)} + \frac{\sigma_p \cdot F}{4h \cdot r_{1H(2H)} \cdot E_c} - \frac{p \cdot \sigma_p}{E_c \sin \varphi} \quad (13)$$

вычисляем радиус расположения элемента ремня в на канавке шкива, а затем по формуле

$$\frac{dr}{d\alpha} = \frac{r - r_{1H(2H)}}{d\alpha} \quad (14)$$

вычисляем производную радиуса по углу обхвата.

Полученные величины позволяют определить и производную окружного перемещения по углу обхвата по формуле

$$\frac{dr}{d\alpha} = \frac{\frac{dr}{d\alpha} \cdot \frac{dF}{d\alpha}}{2tg \frac{\varphi}{2} \cdot r_{1H(2H)} \cdot h \cdot p - F} \quad (15)$$

После этого определяется величина потери скорости при набегании ремня на ведущий шкив:

$$\xi_1 = 1 - \frac{1}{1 - \frac{1}{r_{1H}} \frac{dr}{d\alpha}} \quad (16)$$

или на ведомый шкив:

$$\xi_2 = \frac{1}{r_{2H}} \cdot \frac{dr}{d\alpha} \quad (17)$$

Зная величины $F, r, \tau, \xi_{1(2)}$ при $\alpha = d\alpha$, можно переходить к интегрированию дифференциальных уравнений, т. е. к решению поставленной задачи.

Теперь необходимо найти такую величину $\frac{dF}{d\alpha}$ (и соответственно $\xi_{I(2)}$), чтобы при $\alpha = \alpha_{I(2)}$, т. е. в конце основной дуги обхвата, при расчете ведущего шкива натяжение ремня равнялось F_2 , а в конце дуги обхвата ведомого шкива, при его расчете – F_1 .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Виравов, Р. В.* Тяговые свойства клиноременной передачи / Р. В. Виравов, С. И. Чепурной // Вестник машиностроения. – № 4. – С. 20–27, 1981 г.

2. *Балабина, Т. А.* «Некоторые положения пространственной теории клина и применение их к анализу траекторий перемещения упругого симметричного клина в желобе при различных случаях его нагружения» / Т. А. Балабина, А. Н. Мамаев, С. И. Чепурной : Материалы Международной научно-практической конференции Прогресс транспортных средств и систем – 2013. – Волгоград, 2013.

3. *Иванов, В. А.* К вопросу определения осевых сил на шкивах клиноременной передачи / В. А. Иванов, А. Н. Мамаев, С. И. Чепурной // Известия МГТУ «МАМИ». – № 2(16). – Т. 1. – С. 89–95.

УДК 629.113-592.2

Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов

ВЛИЯНИЕ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЗВЕНЬЕВ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Волгоградский государственный технический университет

В статье приведены некоторые результаты исследования влияния упругой характеристики сцепного устройства на динамическое взаимодействие звеньев малотоннажного автопоезда при торможении.

Ключевые слова: малотоннажный автопоезд, тягач, прицеп, сцепное устройство.

This article presents some results of research of the influence of the power characteristic of the coupling device on the dynamical interaction of the low-tonnage road train links under braking.

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

Для смягчения ударов между звеньями автопоезда (АП), возникающих при трогании с места, торможении или движении по неровным дорогам, в сцепном устройстве (СУ) большинства автомобилей устанавливают упругие элементы. Исключения составляют легковые автомобили, которые оборудуются жесткими СУ «шарового» типа, отличающимися простотой конструкции. Однако их применение приводит к увеличению нагрузки на агрегаты трансмиссии и ходовой части, усиливая их деформацию и износ [1].

Применяемые в настоящее время упругие элементы имеют линейную (цилиндрические и кольцевые пружины), нелинейную (упруго-фрикционные втулки, резиновые элементы и др.) и комбинированную упругие характеристики. Резиновые упругие элементы получили наибольшее распространение в СУ грузовых автомобилей малого и среднего классов. Их отличают компактность, значительная нелинейность характеристики и достаточно высокие демпфирующие свойства. В зависимости от формы, резиновые упругие элементы имеют нелинейно-жесткую или нелинейно-мягкую упругие характеристики. При нелинейно-жесткой характеристике увеличение деформации S_x уп-

ругого элемента приводит к росту коэффициента жесткости $C_{сц}$, при нелинейно-мягкой характеристике – происходит обратное явление. В настоящее время наибольшее распространение получили резиновые упругие элементы с жесткой характеристикой, хотя, по мнению некоторых авторов, например [2], применение упругих элементов с мягкой характеристикой позволит снизить величину динамических нагрузок в СУ автомобиля и повысить продольную устойчивость АП. Исследования проводились для грузовых АП на базе автомобилей ЗиЛ-130 и ЗиЛ-164.

Оценим влияние упругой характеристики СУ на динамическое взаимодействие звеньев малотоннажного АП при торможении, так как этот режим считается основным при выборе параметров упругой связи. В качестве объекта исследования примем АП в составе тягача, с параметрами автомобиля УАЗ-3741, и одноосного прицепа. Причем массу прицепа M_n будем варьировать в зависимости от наличия на нем тормозной системы: для бестормозного (пассивного) прицепа возьмем $M_n = 850$ кг, а для прицепа, оборудованного тормозной системой (активного), $M_n = 1200$ кг.

На рис. 1 показаны графики изменения усилия P_k в сцепке АП с пассивным прицепом в зависимости от вида упругой характеристики при торможении с начальной скорости $V = 40$ км/ч на дороге с коэффициентом сцепления $\varphi = 0,7$. Для сопоставимости результатов начальные значения коэффициентов жесткости приняты одинаковыми ($C_{сц0} = 175$ кН/м), а зазор ξ_x в сцепке – равным нулю. Здесь же для сравнения приведена кривая P_k для АП с жесткой сцепкой. Как видно (рис. 1, кривая 1), изменение усилия в СУ, в этом случае, имеет вид

высокочастотных колебаний с монотонно возрастающей амплитудой, наибольшая величина которой ограничена временем торможения. Параметры колебаний зависят от продольной упругости шасси звеньев АП и интенсивности торможения тягача. Максимальная величина нагрузки в данном примере составила $P_{км} = 4,64$ кН при среднем квадратическом отклонении $\sigma_p = 0,88$ кН. Расчеты показали, что появление даже небольшого зазора ($\xi_x = 0,001$ м) в сцепке ведет к значительному увеличению нагрузок – $P_{км} = 6,18$ кН и $\sigma_p = 1,4$ кН.

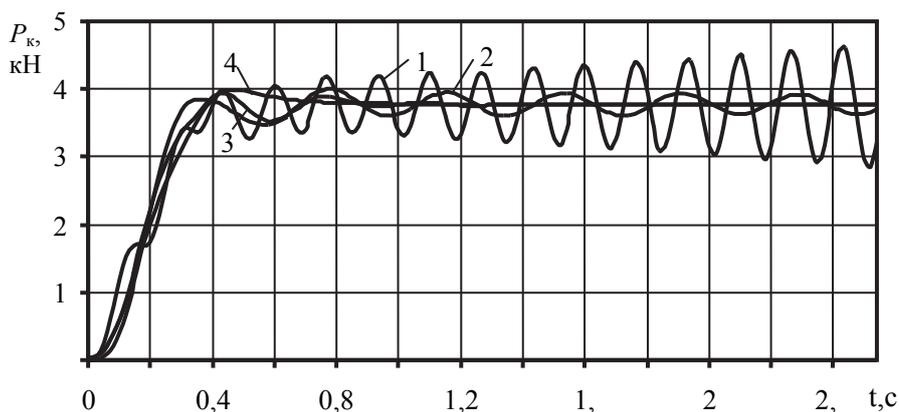


Рис. 1. Изменение усилия P_k в сцепке расчетного АП при торможении:
1 – жесткое СУ; 2 – бездемпферное СУ с линейной характеристикой; 3 – СУ с нелинейно-жесткой характеристикой; 4 – СУ с нелинейно-мягкой характеристикой

Установка в СУ упругого элемента с линейной характеристикой, например, цилиндрической пружины, хотя и снижает величину нагрузок в сцепке ($P_{км} = 3,97$ кН и $\sigma_p = 0,86$ кН), но не изменяет колебательный характер взаимодействия звеньев АП (см. рис. 1, кривая 2), что в определенных условиях может привести к возникновению резонанса.

Картина заметно меняется в случае применения в сцепке упругих элементов с нелинейной демпфирующей связью, например, резиновых буферов. Как видно (см. рис. 1, кривые 3 и 4), максимальная величина усилия P_k по сравнению с предыдущим примером снижается, правда незначительно ($P_{км3} = 3,96$ кН, $\sigma_{p3} = 0,83$ кН; $P_{км4} = 3,92$ кН, $\sigma_{p4} = 0,83$ кН), зато существенно изменяется характер взаимодействия звеньев АП. Появившееся неупругое сопротивление в сцепном узле интенсивно гасит относительные колебания звеньев, повышая, тем самым, продольную устойчивость АП.

Что же касается влияния вида упругой характеристики, то можно отметить только более плавное изменение усилия P_k на начальном этапе торможения в случае применения упругого элемента с нелинейно-мягкой характеристи-

кой и, кроме того, значительное увеличение (примерно на 60 %) его рабочей деформации S_x . При интенсивном торможении это может привести к пробую упругой связи и появлению ударов в сцепном узле.

Расчеты параметров динамического взаимодействия звеньев малотоннажного АП с активным прицепом при торможении выявили (см. рис. 2), во-первых, значительное снижение нагрузок в сцепке результате торможения прицепа. Так, в случае применения в СУ упругого элемента с нелинейно-жесткой демпфирующей связью (см. рис. 2, кривая 2), несмотря на значительное увеличение массы прицепа, величины $P_{км}$ в 1,58 и σ_p в 1,76 раза ниже значений этих показателей для АП с пассивным прицепом. Во-вторых, динамическое взаимодействие звеньев АП даже при отсутствии демпфера в СУ (см. рис. 2, кривая 1) представляет собой затухающие колебания.

Кроме того, можно отметить некоторое снижение величин $P_{км}$ и σ_p в случае применения упругого элемента с нелинейно-мягкой характеристикой (см. рис. 2, кривые 2 и 3), а также возможность появления автоколебаний звеньев. Последнее обстоятельство следует учитывать при выборе параметров упругой связи.

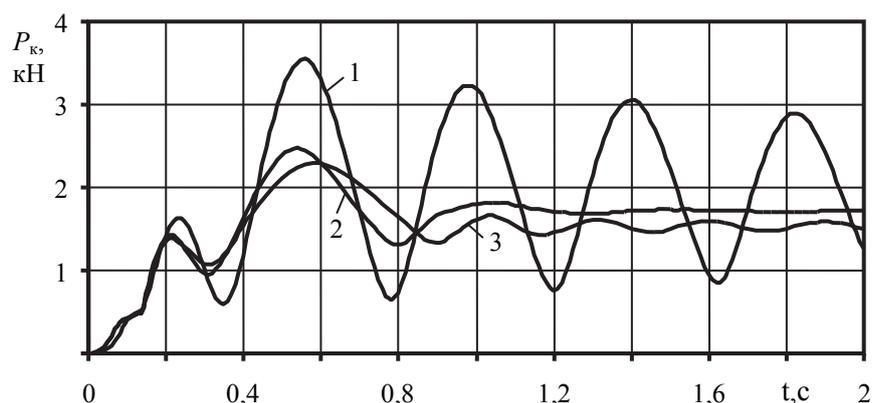


Рис. 2. Изменение усилия P_k в сцепке расчетного АП при торможении:
1 – бездемпферное СУ с линейной характеристикой; 2 – СУ с нелинейно-жесткой характеристикой; 3 – СУ с нелинейно-мягкой характеристикой

В целом, проведенные исследования подтвердили необходимость внесения изменений в конструкцию сцепки малотоннажных АП. По нашему мнению, на них целесообразно устанавливать СУ с нелинейно-жесткой демпфирующей связью малой начальной жесткости и высоким демпфированием. Это позволит уменьшить нагрузку в сцепке и снизить работу буксования сцепления тягача в момент трогания АП с места, особенно на подъеме.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Железнов, Е. И. Оценка энергонагруженности сцепления тягача малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Ф. В. Воловиков, Р. Е. Железнов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»). – 188 с.
2. Прокурин, А. Н. Исследование тягово-сцепного устройства с нелинейной упругой характеристикой. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03: защищена 22.01.70. утв. 15.10.70 / А. Н. Прокурин. – Днепропетровск, 1970 – 170 с. – Библиогр.: С. 164–170.

УДК 621.833.6

О. А. Зайкин, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко*

РАЗРАБОТКА БЕСШАТУННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ С ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ БЕЗ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ

*Астраханский государственный технический университет
Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: satellit8583@yandex.ru, shehovtsov@vstu.ru)

Решалась задача разработки бесшатунного зубчатого механизма с независимой геометрией звеньев от эксцентриситета водила, позволяющего конструировать привод с неразрезным многоопорным водилом. В результате разработаны четыре схемы замкнутых дифференциалов, универсальных для проектов приводов с прямолинейным движением.

Ключевые слова: привод, планетарный механизм, дифференциал, двигатель.

The task of elaboration of control-free mechanism with independent geometry of units from eccentricity spider was solving, letting to construct the drive with continuous multispand spider. Four schemes with closed differentials were elaborated, universal for drive projects with rectilinear motion.

Keywords: drive, planetary mechanism, differential, engine.

В современных научных публикациях представлены разработки с нетрадиционными схемами американских, французских, отечественных конструкций двигателей, компрессоров и других агрегатов, имеющие цель обеспечить предельно малые габариты, полную уравновешенность, мягкую динамику, топливную экономичность, управляемость рабочим процессом

и экологию на уровне «ЕВРО-5, 6», а также разработки МГТУ им. Баумана, МАДИ и ВолгГТУ по приводам с прямолинейным движением для шагающих систем.

Общеизвестно, что наименьшую массу и габаритные размеры имеют планетарные передачи. Они настолько универсальны, что могут обеспечивать преобразование не только враща-

тельного движения во вращательное с другой скоростью, но и обеспечивать преобразование вращательного движения в поступательное при определенных размерах колес. Конструктивно планетарные передачи относятся к роторным схемам, поэтому имеют их достоинства. Зубчатые колеса, имеют простую технологию изготовления и высокую надежность конструкции. Кроме того, планетарные механизмы управляемы и могут трансформироваться в дифференциал. В этой связи особый интерес представляет планетарный бесшатунный механизм с особым соотношением размеров колес, примененный С. С. Баландиным в авиационном двигателестроении [1]. Испытания бесшатуновых двигателей С. С. Баландина свидетельствуют об их высоких технико-экономических показателях [1]. Они обеспечивают:

- в 2–4 раза меньшие потери мощности на трение по сравнению с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ), большие ресурс и механический КПД;
- возможность использовать в 2,5–3 раза меньшие водо-масляные и примерно в 1,5 раза меньшие воздушные радиаторы, что уменьшает потери мощности;
- прекращение роста эффективной мощности при больших величинах средней скорости хода, чем у КШМ, а повышение быстроходности практически не лимитируется потерями на трение;
- возможность глухого крепления поршней со штоками и использование штоков без разъема (неразрезные шатуны) из простых и легких трубчатых стержней;
- отсутствие овальности цилиндров – касания поршней с цилиндрами не происходит, поэтому устраняются связанные с этим недостатки: падение компрессии, повышенный расход масла, дымление, ухудшение мощности, экономических и пусковых показателей.

В планетарной схеме двигателя в цилиндропоршневой группе теоретически отсутствуют боковые силы, поэтому его механический КПД достигает максимальной величины. В реальных конструкциях его коленчатый вал, представляющий собой разрезанную балку с ломаной осью, имеет значительную податливость [1]. Такая конструкция создает реакции в поступательной паре от перекосов и лишается своих главных преимуществ.

Недостатки планетарных бесшатуновых приводов связаны с жесткой связью размеров их

звеньев с эксцентриситетом: $R_2=2 \cdot R_1=2e$, $R_1=e$, $e=S/4$ ($AB = VB = BC = e$ – эксцентриситет водила) на рис. 1. Особенно эти условия ограничивают проектные решения при малых ходах.

На основании анализа существующих схем поставлена задача разработки схемы механизма, преобразующего вращательное движение в поступательное без шатуна, с точным прямолинейным движением без направляющей при толкании поршня на основе бесшатунной планетарной схемы, но со свободными размерами звеньев.

Так как планетарный механизм не имеет направляющей, то прямолинейное движение в нем можно получить только кинематическим путем – сложением векторов скоростей. Из плана скоростей (рис. 1), построенного по методу Смирнова–Мальшева, следует, что в условии синтеза, обеспечивающего точное прямолинейное движение точки на сателлите, расположенной на расстоянии e от оси вращения сателлита, обязательным является равенство угловых скоростей водила и сателлита при неподвижном центральном колесе, а именно: $\omega_1 = -\omega_H$.

При этом мгновенный центр скоростей точек сателлита – точка C – всегда должен находиться на расстоянии $AC=2e$ от оси вращения водила.

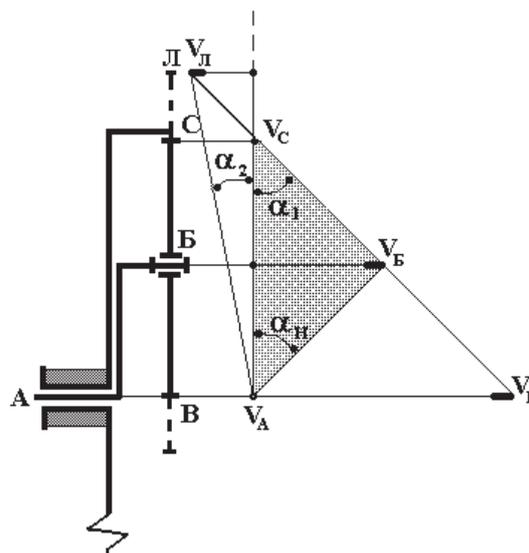


Рис. 1. Исследование возможности расширения планетарной схемы:

$\alpha_1, \alpha_H, \alpha_2$ – функции угловых скоростей соответственно сателлита 1, водила H, центрального колеса 2; V_A, V_B, V_C, V_L – линейные скорости точек на сателлите; B – точка точного прямолинейного движения; C – точка МЦС; Л – полюс зацепления

Известно [2], что мгновенный центр скоростей (МЦС) может не совпадать с точкой качения звена, что дает основание применить это

свойство МЦС для решения поставленной задачи. Продлим вектор относительной скорости V_{BB} за точку C (рис. 1), увеличив размеры сателлита и центрального колеса. При этом появляется точка L с вектором скорости V_{Ll} . Построение показало, что сохранить генеральную

кинематику – $V_C = 0$ можно и при радиусе сателлита $R_1 \neq e$, если схема является дифференциальной с подвижным центральным колесом.

Если перемещать точку L в разные области построения, появляются четыре варианта схемы дифференциала (рис. 2).

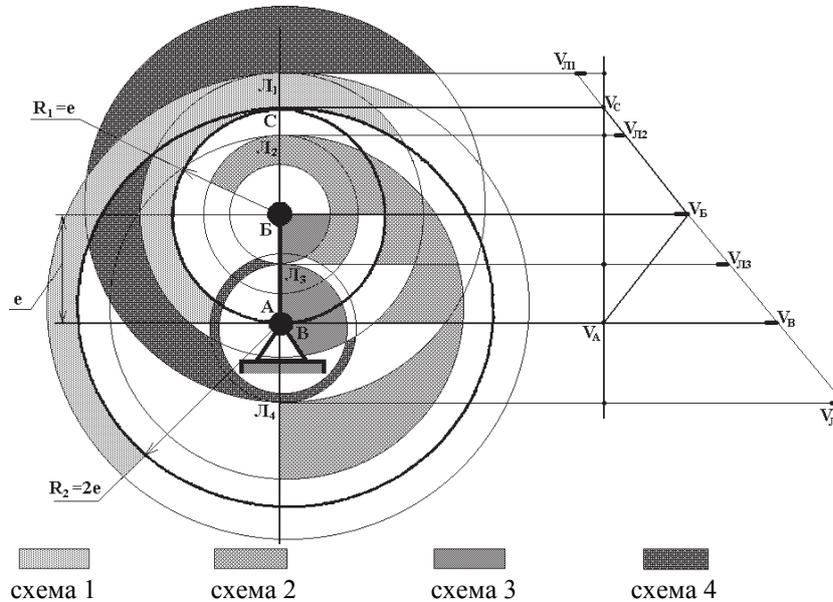


Рис. 2. Варианты синтеза дифференциальных механизмов:
 e – эксцентриситет водила; R_1, R_2 – радиусы сателлита и центрального колеса соответственно в базовой схеме; L_1, L_2, L_3, L_4 – полюса зацеплений в четырех вариантах новых дифференциалов

Для вывода уравнений, обеспечивающих эффект прямолинейности, радиусы колес дифференциалов выражаем через приращение Δ , а начало отсчета величины приращения берем от мгновенного центра скоростей – точки C . В результате введения координат приращения Δ радиусы сателлита и центрального колеса находятся с учетом знака как:

$$R_1 = e + \Delta; \quad R_2 = 2e + \Delta.$$

В новых дифференциалах прямолинейное движение формируется кинематикой двух ведущих валов – водила и центрального колеса. Находим это условие, используя формулу Виллиса и вставив в нее $\omega_1 = -\omega_H$:

$$U_{2H} = \frac{\omega_2}{\omega_H} = 1 - \frac{2}{U_{12}^{(H)}} = -\frac{\Delta}{R_2} = -\frac{1}{\frac{2e}{\Delta} + 1},$$

где $U_{12}^{(H)} = R_2 / R_1$ – передаточное число обратного движения.

Таким образом, была решена задачи синтеза бесшатунной схемы с независимой геометрией звеньев от эксцентриситета водила, но с точным прямолинейным движением точки B на са-

теллите, и найдено условие этого результата – мгновенный центр скоростей – точка C – всегда должен находиться на мнимой окружности радиуса $AC = 2e$, образуя геометрическое место точек МЦС, а точка поступательного движения всегда должна находиться точно на расстоянии « e » от оси вращения сателлита при любых его размерах.

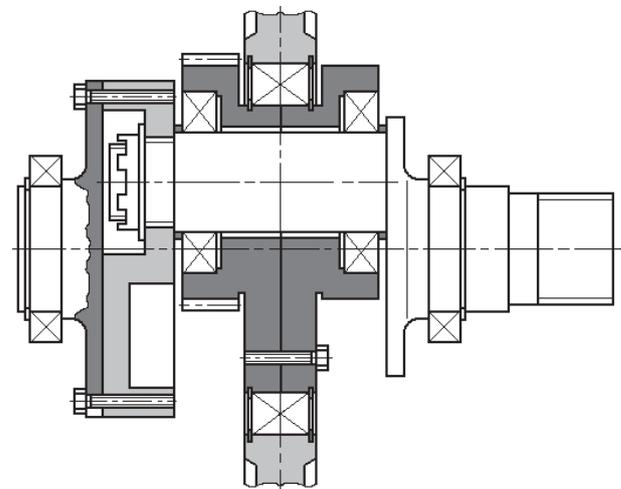


Рис. 3. Сборный коленчатый вал-водило

При использовании жесткой геометрической связи через замыкающую ступень были разработаны и запатентованы четыре схемы [3, 4, 5, 6]. Для проектирования ДВС рекомендуется схема № 1 [3], а для машин с большими ходами – схема № 3 [5]. Предлагаемые приводы на новых дифференциалах не имеют шатуна, а размеры колес не зависят от эксцентриситета водила, поэтому водило становится многоопорным. В новых схемах можно применять сбор-

ное водило на подшипниках качения для всех кинематических пар (рис. 3).

В такой конструкции резко снижается трение, повышается ресурс работы и механический КПД, уменьшаются габариты привода.

Анализ работ по шагающим машинам [7, 8] позволил автору предложить обобщенную схему привода бортового движителя шагающей машины в соответствии со схемой № 3 [5] на рис. 4.

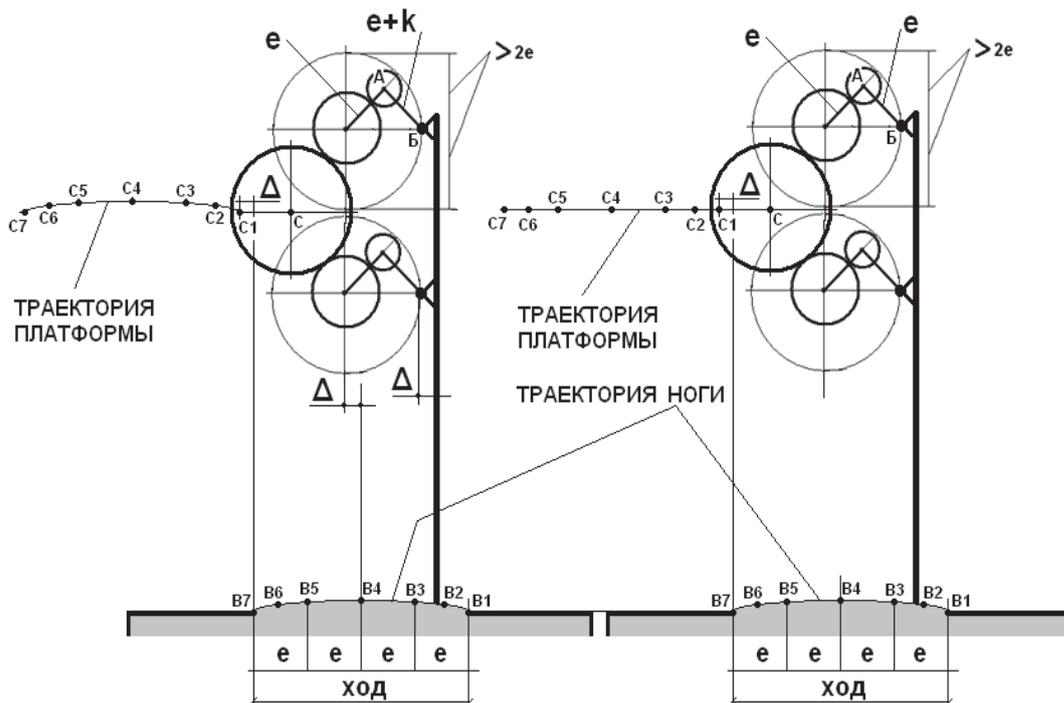


Рис. 4. Концептуальная схема привода ноги шагающего транспортного средства в соответствии со схемой № 3 бесшатунных дифференциалов и траекторией шагания

При фиксированной длине рычага АБ, определенной величиной $АБ \neq e$ на рис. 4 (левая схема), траектория движения корпуса машины будет полуэллипсом, как и траектория переноса ноги. Если при переносе ноги рычаг будет длиной $АБ \neq e$, а при переносе корпуса – $АБ = e$, то траектория корпуса будет прямой на рис. 4 (правая схема). Это свойство новых дифференциалов, подтвержденное экспериментом.

Выводы

Предложен метод создания схем бесшатунных механизмов с независимой геометрией колес от эксцентриситета водила, обеспечивающий без направляющей преобразование вращательного движения в поступательное. Для реализации метода на практике предложены и запатентованы 4 универсальные схемы механизмов дифференциального типа, которые могут

быть использованы для проектирования приводов технологических машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Баландин, С. С. Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания / С. С. Баландин. – Изд. 2-е доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 176 с.
2. Тарг, С. М. Краткий курс теоретической механики : учеб. для вузов / С. М. Тарг. – 10-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1986. — 416 с, ил.
3. Зайкин, О. А. Механизм точного прямолинейного движения точки / О. А. Зайкин // Патент России № 2102644.1998. Бюл. № 2.
4. Зайкин, О. А. Замкнутый дифференциал с точкой точного прямолинейного движения / О. А. Зайкин // Пат. РФ №2125195.1999. Бюл. № 2.
5. Зайкин, О. А. Многосателлитный дифференциал с точным прямолинейным движением точек на спутниках / О. А. Зайкин // Пат. РФ № 2196265.2003. Бюл. № 1.
6. Зайкин, О. А. Дифференциальный механизм с кинематическими парами на подшипниках качения

матическим принципом создания точного прямолинейного движения точки на охватывающем сателлите / О. А. Зайкин // Пат. РФ № 2196264.2003. Бюл. № 1.

7. Гаврилов, А. Е. Разработка методов снижения энергозатрат в приводах робота с ортогональным двигателем: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. Е. Гаврилов. – Волгоград, 2013. – 16 с.

гоград, 2013. – 16 с.

8. Чернышев, В. В. Структура энергозатрат шагающих машин с цикловыми движителями [Электронное научное издание] / В. В. Чернышев // Наука и образование: Эл № ФС 77–48211: <http://technomag.edu.ru/doc/370775.html> (дата обращения 09.01.2014).

УДК 629.114.2.001.32

В. Д. Иванцов, В. П. Шевчук, А. В. Иванцов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ОСТОВА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ НА ВСПАШКЕ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ivd1950@mail.ru)

В статье приведены результаты экспериментальных исследований вынужденных колебаний сельскохозяйственного гусеничного трактора на пахоте, каждая подвеска которого содержит механизм для поглощения неустойчивости тяги плуга в связи с неустойчивостью глубины вспашки.

Ключевые слова: экспериментальные исследования, вынужденные колебания, сельскохозяйственный гусеничный трактор, вспашка, подвеска, неустойчивость глубины вспашки.

The article contains the results of experimental studies of forced oscillations of agricultural caterpillar tractor at plowing, each of suspension consists of mechanism for absorbing instability of thrust plow due to instability of depth plowing.

Keywords: experimental studies, forced oscillations, agricultural caterpillar tractor, plowing, suspension, instability of depth plowing.

В общем случае, остов гусеничного трактора при его работе в составе пахотного МТА совершает сложное движение с числом возможных перемещений относительно поверхности обрабатываемого поля не менее шести. Проблемными при установившемся движении гусеничного трактора на вспашке являются два основных вида перемещений его остова: 1 – аperiodическое управляемое в горизонтальной плоскости, возникающее вследствие постоянных неуправляемых уводов трактора в сторону борозды и управляемых возвратов на первоначальную (до начала увода), технологически заданную (прямолинейную) траекторию; 2 – периодическое высокочастотное неуправляемое в вертикальной плоскости, возникающее вследствие неустойчивости продольной твердости почвы и глубины вспашки, приводящих к неравномерности величины крюковой нагрузки и ее вертикальной составляющей, передаваемой на остов трактора посредством нижних тяг прицепного устройства.

Проблема первого вида решена. Найдены и экспериментально проверены оригинальные технические решения управления уводами [1,2].

Проблема второго вида решается на кафедре: «Автомобиль и тракторостроения», Найдено оригинальное техническое решение по снижению непроизводительных потерь мощности

двигателя гусеничного трактора на раскачивании его остова в продольной плоскости [3]. Последнее достигнуто вследствие того, что упругий элемент каждой эластичной балансирующей каретки подвески снабжен амортизационно-поглощающим механизмом (рис. 1).

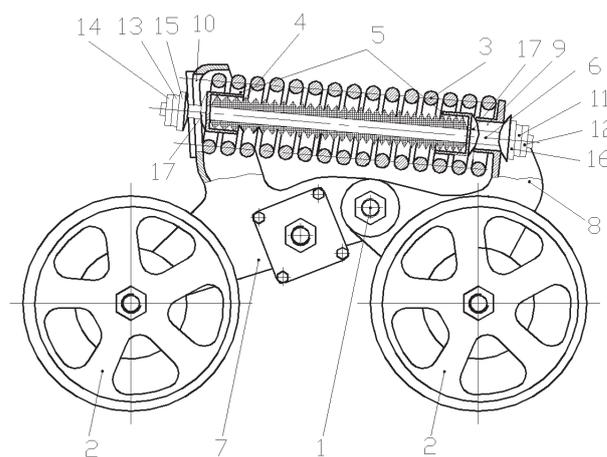


Рис. 1. Балансирующая каретка подвески с упругим элементом, снабженным амортизационно-поглощающим механизмом: 1 – ось, шарнирно соединяющая между собой балансиры одной каретки; 2 – опорные катки, закрепленные на концах балансиров; 3 – упругий элемент, расположенный между балансирами каретки; 4 – резиновый демпфер, поджатый стаканами 5; гибкий стержень с резьбовыми концами и гладкой средней частью 6; 7 – основной балансир; 8 – прицепной балансир; 9 – окно днища прицепного балансира; 10 – окно днища основного балансира; 11, 12 и 13, 14 – гайка, контргайка, навинченные на концах гибкого стержня; 15, 16, 17 – сферические шайбы, установленные в окнах днищ соответственно прицепного и основного балансиров

Для получения значений нагрузки на цапфы эластичных балансирных кареток трактора проводилась запись диаграмм перемещения опорных катков, на основании которой получали следующие величины:

- угол поворота каретки относительно цапфы;
- угол поворота остова трактора вдоль продольной оси.

Рассмотрим подробнее кинематику балансирной каретки (рис. 2).

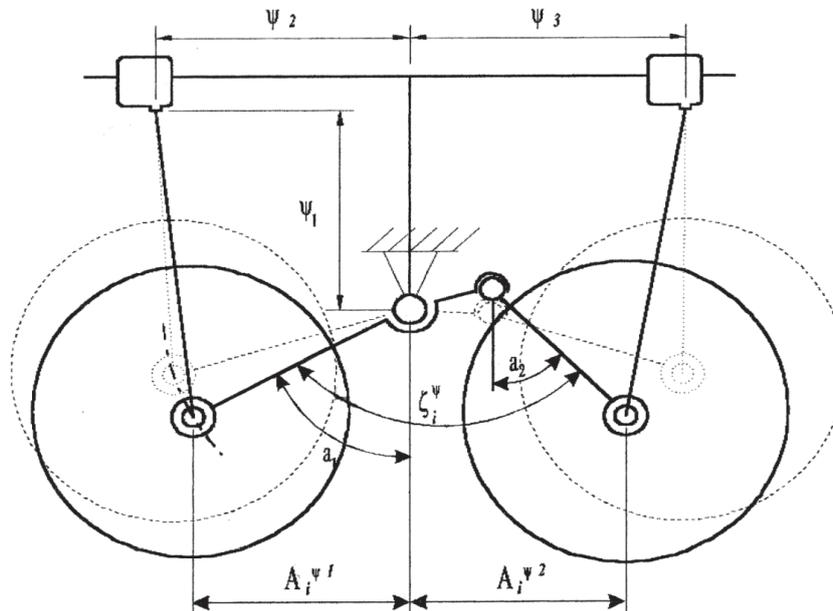


Рис. 2. Расчетная схема определения реакций в балансирной каретке

Статическая деформация упругого элемента каждой балансирной каретки является геометрической функцией линейных параметров са-

мой балансирной каретки экспериментальной установки и показаний датчиков перемещений ее опорных катков.

$$a_1 = \arctan\left(\frac{\psi_2}{\psi_1}\right) + \arccos\left(\frac{r_2^2 + (\psi_2)^2 - (y_i^{\psi 1})^2}{2r_1 \sqrt{\psi_1^2 + \psi_2^2}}\right); \quad a_2 = \pi - a_1 + \beta \psi;$$

$$a_3 = \arctg\left(\frac{\psi_2 - r_2 \cdot \cos(a_2)}{\psi_1 - r_2 \cdot \cos(a_2)}\right) + \arccos\left(\frac{r_2^2 + (\psi_2)^2 - (r_2) \cdot \cos(a_2) + (\psi_1) - (r_2) \cdot \sin(a_2) - (y_i^{\psi 1})^2}{2 \cdot r_2^2 \cdot \sqrt{\psi_2 - r_2 \cdot \cos(a_2) + \psi_1 - r_2 \cdot \sin(a_2)}}\right);$$

$$\zeta_i^{\psi} = 2\pi - a_1 - a_3; \quad A_i^{\psi 1} = r_1 \cdot \sin(a_1); \quad A_i^{\psi 2} = r_3 \cdot \sin(a_3) + r_2 \cdot \cos(a_2);$$

В формулах: $r_1, r_2, r_3, \beta \psi$ – геометрические параметры балансирной каретки соответственно расстоянию от оси катка основного балансира до оси цапфы, от оси цапфы до оси качания, от оси качания до оси катка прицепного балансира и угол излома основного балансира, с вершиной в оси цапфы; a_1, a_2, a_3 – углы, определяющие положение балансиров каретки соответственно, между осью основного балансира, от оси катка до цапфы и вертикалью, между осью основного балансира от цапфы до оси ка-

чания и вертикалью, между осью прицепного балансира и вертикалью.

При этом угол поворота каретки будет однозначно определяться положением основного балансира и будет равен углу a_1 .

Зная зависимость нагружения каретки от угла между балансирами (рис. 2) можно определить значение силы, действующей на цапфу, а также распределение нагрузки между опорными катками, так как статическая деформация упругого элемента каждой балансирной каретки является геометрической функцией линей-

ных параметров самой балансирной каретки экспериментальной установки и показаний датчиков перемещений ее опорных катков.

Зависимость сил, действующих на цапфу балансирной каретки (рис. 3) от угла между балансирами дает наглядное представление о том, что статическая деформация упругого элемента является геометрической функцией угловых параметров, связанных с линейными парамет-

рами (перемещениями опорных катков). Здесь кривая 1 представляет экспериментальную зависимость, полученную вследствие нагружения каретки вертикальной силой P_y . Кривая 2 –

уточненное значение той же зависимости, полученное при проведении эксперимента с учетом мгновенных значений усадки упругого элемента.

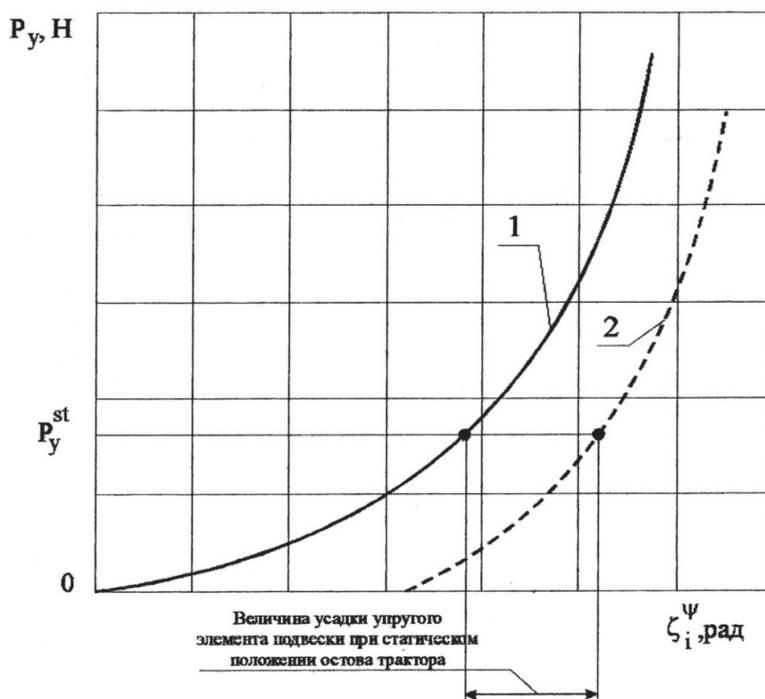


Рис. 3. Теоретическая зависимость к определению силы, действующей на цапфу балансирной каретки

При движении трактора для определения текущего положения его остова необходимо знать мгновенные перемещения всех опорных элементов борта, на котором установлено пятое колесо и показания датчиков продольного и поперечного крена относительно базового положения равновесия (статического положения на горизонтальной площадке). Принимая допущение, что все колебания поддресоренной массы остова трактора происходят около положения статического равновесия, можно уточнить статические значения измеряемых параметров (см. рис. 4).

Принимая во внимание, что все перемещения поддресоренной массы остова трактора происходят около положения статического равновесия можно выразить статические значения измеряемых параметров (см. рис. 4):

$$y_{st}^j = M(y_i^j) = \sum_{i=1}^n (y_i^j);$$

$$a_{st}^0 = M(a_i^0) = \sum_{i=1}^n (a_i^0);$$

$$\beta_{st}^0 = M(\beta_i^0) = \sum_{i=1}^n (\beta_i^0),$$

где y_{st}^j ; y_i^j – статические и мгновенные значения показаний датчиков перемещения опорных элементов (с учетом пятого колеса); $j = 1 \dots 5$;

a_{st}^0 ; a_i^0 ; β_{st}^0 ; β_i^0 – статические и мгновенные значения показаний датчиков соответственно продольного и поперечного крена остова трактора; i – порядковый номер записи эксперимента.

Статическое положение центра масс остова трактора (ЦМО) определялось по статическим значениям: a_{st}^0 , β_{st}^0 и z_{st}^0 :

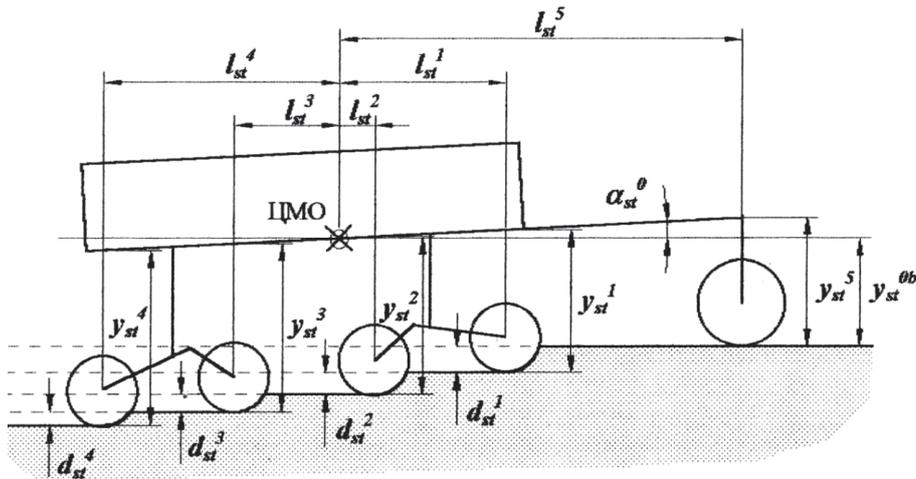


Рис. 4. Схема статического положения остова трактора с учетом деформации почвы

Статическое положение центра масс остова трактора (ЦМО) определялось по статическим значениям α_{st}^0 , β_{st}^0 и Z_{st}^0 :

$$Z_{st}^0 = y_{st}^0 = y_{st}^5 + l_{st}^5 \cdot \sin(\alpha_{st}^0) + b \cdot \sin(\beta_{st}^0),$$

где l_{st}^5 , b – продольное и поперечное расстояния от ЦМО до датчика перемещения пятого колеса.

Проекция статического положения ЦМО на вертикальную продольную плоскость правого борта, где установлено пятое колесо:

$$y_{st}^{ob} = y_{st}^5 + l_{st}^5 \cdot \sin(\alpha_{st}^0).$$

Усредненная статическая деформация почвы опорной поверхности каждым опорным элементом правого борта трактора определяется выражениями:

$$d_{st}^1 = y_{sy}^1 - y_{st}^{ob} - l_{st}^1 \cdot \sin(\alpha_{st}^0);$$

$$d_{st}^2 = y_{sy}^2 - y_{st}^{ob} - l_{st}^2 \cdot \sin(\alpha_{st}^0) - d_{st}^1;$$

$$d_{st}^3 = y_{sy}^3 - y_{st}^{ob} - l_{st}^3 \cdot \sin(\alpha_{st}^0) - d_{st}^1 - d_{st}^2;$$

$$d_{st}^4 = y_{sy}^4 - y_{st}^{ob} - l_{st}^4 \cdot \sin(\alpha_{st}^0) - d_{st}^1 - d_{st}^2 - d_{st}^3.$$

Полная статическая деформация почвы под каждым опорным элементом правого борта трактора определяется так:

$$d_{st}^1 = d_{st}^1; \quad d_{st}^2 = d_{st}^1 + d_{st}^2;$$

$$d_{st}^3 = d_{st}^1 + d_{st}^2 + d_{st}^3; \quad d_{st}^4 = d_{st}^1 + d_{st}^2 + d_{st}^3 + d_{st}^4.$$

Статические реакции, действующие в опорных элементах, в общем случае, пропорциональны деформации упругого элемента в балансирной каретке подвески остова трактора. Диссипативными силами для определения статических реакций можно пренебречь, так как они имеют симметричную характеристику и их суммарный (по времени опыта) вектор будет стремиться к нулю. Для проведения эксперимента был использован макетный образец гусеничного трактора, оборудованного набором датчиков (см. рис. 5, 6) для регистрации крюковой нагрузки и перемещений цапф рамы относительно опорных катков эластичных балансирных кареток подвески трактора.

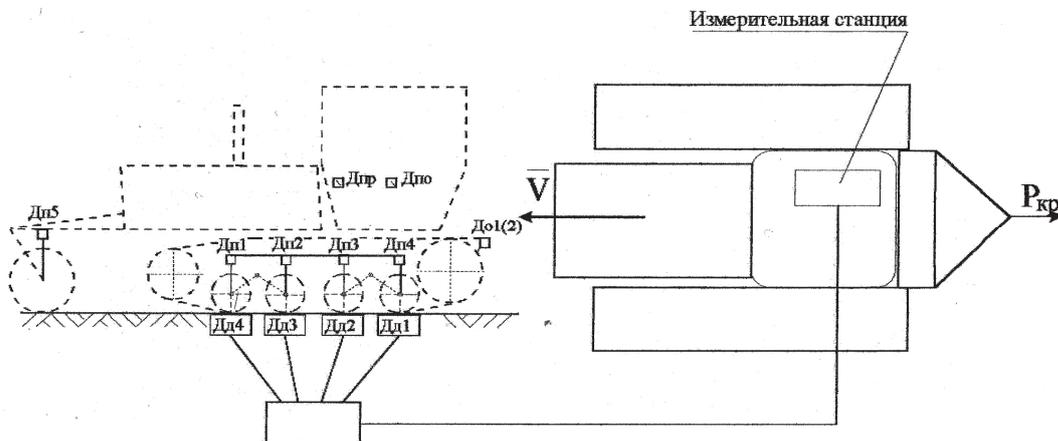


Рис. 5. Принципиальная схема установки датчиков на трактор

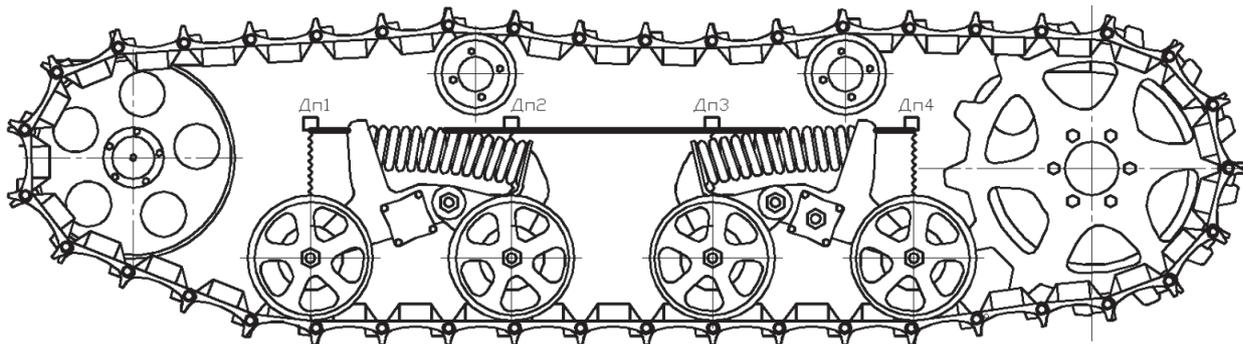


Рис. 6. Монтажная схема установки датчиков на трактор

Походная лаборатория на базе макетного образца гусеничного трактора включает в себя следующее оборудование: $Д_{п1}$, $Д_{п2}$, $Д_{п3}$, $Д_{п4}$ –

датчики вертикальных перемещений катков эластичных балансирных кареток подвески передней части остова (1,2) и задней части остова (3,4) (см. рис. 6). Корпуса датчиков, регистрирующих перемещения катков, устанавливались на продольной балке, закрепленной на остова трактора и посредством гибких стальных нитей соединялись с балансирами катков (рис. 6). Каждый из датчиков вертикальных перемещений

(рис. 7) представляет собой катушку 1 с гибкой нитью 2 установленную на оси 3, которая также является осью реохордного датчика 4. Возвращение гибкой нити в исходное положение осуществляется спиральной пружиной 5. Корпус 6 предназначен для защиты от грязи катушки с гибкой нитью и спиральной пружины.

Тарировочный график датчика показан на рис. 8.

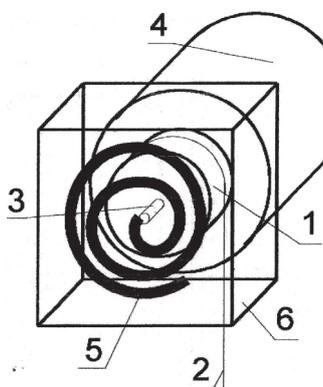


Рис. 7. Схема реохордного датчика

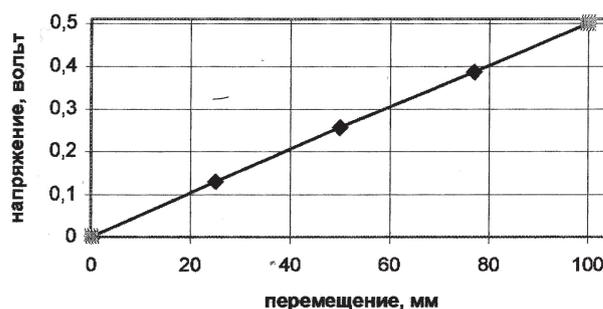


Рис. 8. Тарировочный график датчика перемещения

Результаты экспериментальных исследований представлены на диаграммах продольно-угловых перемещений остова при работе на вспашке в агрегате с лемешным плугом ПП-6-35 (рис. 9, 10).

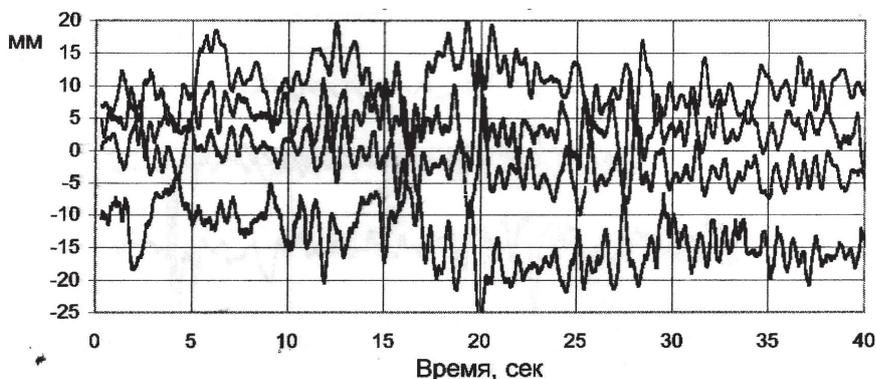


Рис. 9. Диаграмма записи перемещений остова трактора с серийной балансирной подвеской при его рабочем движении в агрегате с плугом ПП-6-35 на вспашке

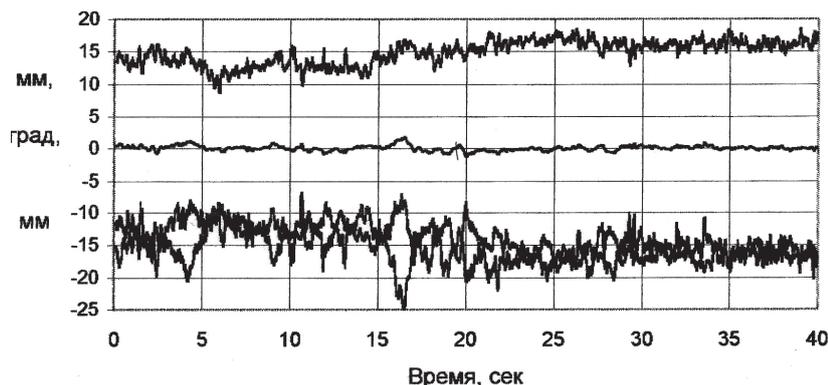


Рис. 10. Диаграмма записи вертикальных и продольно-угловых перемещений остова трактора с модернизированной балансирной подвеской при его рабочем движении в агрегате с плугом ПП-6-35 на вспашке

На рис. 9 показаны диаграммы амплитудно-временных характеристик вертикальных перемещений передней и задней части остова гусеничного трактора общего назначения при его работе на вспашке: положительные значения в диапазоне: $0+20$ мм описывают вертикальные перемещения задней части остова, отрицательные значения в диапазоне: $0-25$ мм – вертикальные перемещения передней части остова. При этом амплитуды колебаний обеих (в данном случае серийных) подвесок практически одинаковы. Это подтверждает независимость подвесок передней и задней части остова трактора, доказанную теоретически в работе [4].

На рис. 10 показаны диаграммы амплитудно-временных характеристик вертикальных перемещений передней и задней части остова гусеничного трактора с модернизированными подвесками: положительные значения в диапазоне: $+10...+15$ мм описывают вертикальные перемещения задней части остова, отрицательные значения в диапазоне: $-10...-20$ мм – вер-

тикальные перемещения передней части остова. Здесь также в диапазоне: $0...±1°$ показаны продольно-угловые колебания остова трактора.

Сравнительный анализ полученных результатов показывает, что применение на с.-х тракторе подвески [3] позволит снизить амплитуду вертикальных колебаний на вспашке: задней части его остова с 20 до 5 мм, передней части – с 25 до 10 мм. При этом продольно-угловые колебания остова трактора не превышают $2°$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А. с. 1009298 СССР, МКИ³ А 01В 59/04. Тракторный агрегат. Иванцов В. Д. и др. Бюл. № 13 // Открытия. Изобретения. – 1983. – № 13.
2. Патент RU 2259030 РФ, МКИ⁷ А01 В 59/04. Тракторный агрегат / Иванцов В. Д. и др. // Изобретения. Полезные модели. – 2005. – № 24. (II ч.). – С. 343–344.
3. Патент RU129479 РФ МКИ⁷ А01 В 59/04. Подвеска гусеничного трактора /Иванцов В. Д. и др. Опубликовано 27.06.2013.
4. Иванцов В. Д. Динамика прямолинейного рабочего движения пахотного МТА и возможность ее снижения / В. Д. Иванцов, К. В. Чернышом, И. А. Долгов, А. В. Иванцов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – № 8.

УДК 629.1

В. В. Кореновский, Н. Г. Морозов, Э. Е. Сильвестров**

МЕТОДЫ СИНТЕЗА МНОГОЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ ДВИЖИТЕЛЕЙ И РУЛЕВЫХ УСТРОЙСТВ ШАГАЮЩИХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

*Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН

(e-mail: vkorenovskii@mail.ru)

Кратко описан метод синтеза, позволяющий получать множество решений задач синтеза сложных механизмов со многими параметрами синтеза. Этот метод использовался как для определения начальных значений параметров синтеза, так и для окончательного решения задачи. Даются примеры решений задач синтеза для ряда механизмов движителей и рулевых устройств шагающих машин.

Ключевые слова: традиционные методы синтеза механизмов, специальные методы синтеза, целевая функция, параметры синтеза, особая точка, псевдоособая точка, численные методы решения задач синтеза механизмов.

The synthesis method, allowing to receive a set of solutions of problems of synthesis of difficult mechanisms with many parameters of synthesis is briefly described. This method was used as for determination of initial values of parameters of synthesis and for final decision of a task. Examples of solutions of problems of synthesis for a number of mechanisms of propellers and steering devices of walking cars are given.

Keywords: traditional method of synthesis the mechanisms, special methods of synthesis, criterion function, synthesis parameters, special point, pseudo-special point, numerical methods of the solution of problems of synthesis of mechanisms.

В [1] приводятся различные подходы к синтезу механизмов движителей шагающих транспортных средств. Обычно, для этих целей, выбирают многосвязные плоские или пространственные рычажные механизмы, так как только они обеспечивают траекторию опорной точки движителя с заданными характеристиками: прямолинейность и равномерность перемещения опорной точки по опорной траектории, а также необходимость соблюдения условия, чтобы опорная часть траектории по отношению к точке подвески движителя была бы внешней. Сложная структурная схема такого механизма порождала большое количество параметров синтеза. Чаще всего при геометрическом синтезе параметрами синтеза были длины звеньев. Из-за большого количества звеньев выражение для целевой функции (функции неувязки значений расчетной траектории от действительных значений) становилось громоздким. Решение задачи синтеза и выбор оптимальных значений параметров все более усложнялись.

Все традиционные методы синтеза основываются на математической теории оптимизации, где целевая функция считается квадратичной. В этом случае, взяв частные производные целевой функции по параметрам синтеза и приравняв их к нулю, получаем систему линейных уравнений. При решении такой системы уравнений получаем значения параметров синтеза при минимальном значении целевой функции. При квадратичной целевой функции, получаемый в результате решения минимум является единственным (глобальным).

В действительных реальных условиях из-за сложности механизмов целевая функция получается значительно сложнее в виде многочленов высоких степеней. Поэтому получаем значительное количество локальных минимумов. Следовательно, возникает вопрос о количестве локальных минимумов и нахождении глобального минимума.

В ИМАШ РАН и на кафедре ТММ МГМУ «МАМИ» разработан и предложен метод определения начальных приближений параметров в задачах синтеза механизмов. Он позволяет определять множество так называемых псевдоособых точек (в отличие от особых точек, в псевдоособых точках не все частные производные равны нулю). Таким образом, определяются начальные приближенные значения для параметров синтеза. Необходимо отметить, что эти значения параметров являются реальными.

В основе этого метода [2] находится предположение, что уравнение целевой функции можно представить в виде n -мерной поверхности, по которой скатывается некая «тяжелая» точка. Движение этой точки отслеживается при помощи соответствующего программного обеспечения, тем самым можно получить координаты этой точки в процессе ее движения и определения параметров синтеза в каждой псевдоособой точке. На рис. 1, 2 и 3 показаны траектории движения материальной точки и поиск

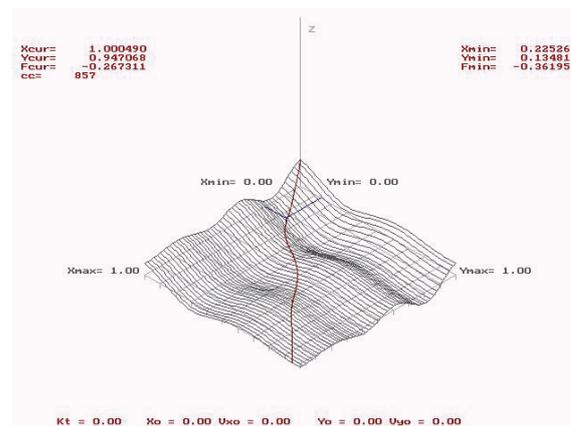


Рис. 1. Коэффициент трения 0

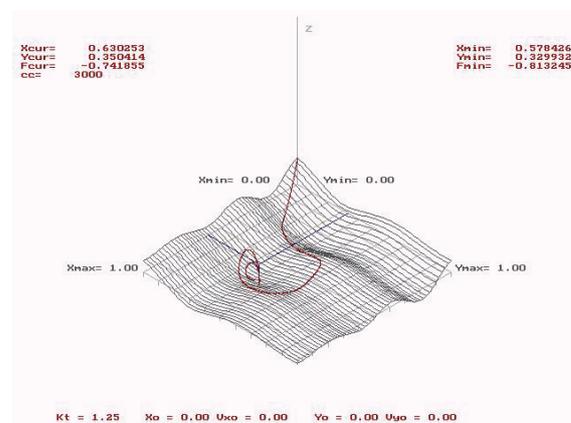


Рис. 2. Коэффициент трения 1,25

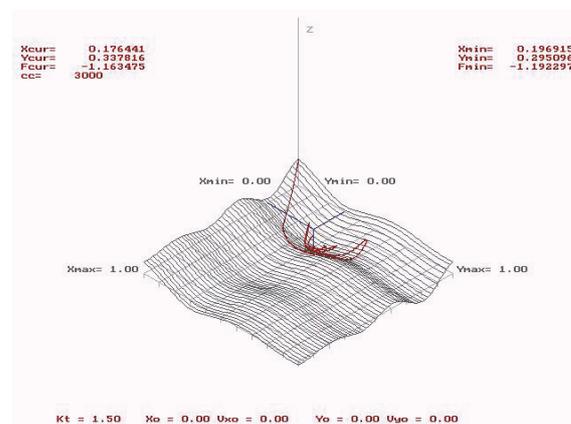


Рис. 3. Коэффициент трения 1,5

псевдоособых точек в результате скатывания ее с одного и того же места с различными коэффициентами трения.

Из приведенных рисунков видно, что скатывание «тяжелой» точки проходило по направлению, примерно соответствующему направлению антиградиента. Если менять силу трения в точке касания с поверхностью, можно получить различные варианты траекторий движения, что является достоинством данного метода при поиске начальных приближений.

Движение «тяжелой» точки по поверхности, имитирующей целевую функцию в задачах синтеза, проводилось путем решения системы дифференциальных уравнений Лагранжа первого рода. В упрощенном варианте эта система уравнений выглядит так:

$$\frac{dp_i}{dt} = v_i,$$

$$\frac{dv_i}{dt} = -\frac{\partial f(p_i)}{\partial p_i}, \quad i = 1, \dots, n.$$

Здесь первое уравнение системы является производной параметра синтеза по времени, а второе уравнение определяет производную по времени от скорости изменения параметра, равную частной производной целевой функции

по параметру синтеза. Индекс i показывает номер параметра. Знак минус нужен для организации движения «тяжелой» точки по направлению антиградиента. Компьютерное решение данной системы уравнений позволяет получать начальные значения параметров синтеза, скорости изменения параметров синтеза.

При синтезе механизмов движителей для шагающих машин был оптимизирован сложный механизм 4-го класса, у которого было 20 параметров синтеза [3]. Здесь необходимо отметить, что решение таких задач возможно только при применении предложенного метода синтеза.

При синтезе движителей шагающих устройств ставилась задача повышения точности, а также прямолинейности траектории опорной точки механизма. Из-за требований по высокой точности воспроизведения траектории на опорной части, а также из-за большого числа варьируемых параметров решение задачи синтеза было выполнено в два этапа. Структурная схема механизма делилась на две подцепи, задающую и выходную. Опорную точку механизма G перемещали по желаемой траектории и определяли координаты точки C . При этом точка C имела некую замкнутую траекторию, которую и должен реализовывать задающий механизм.

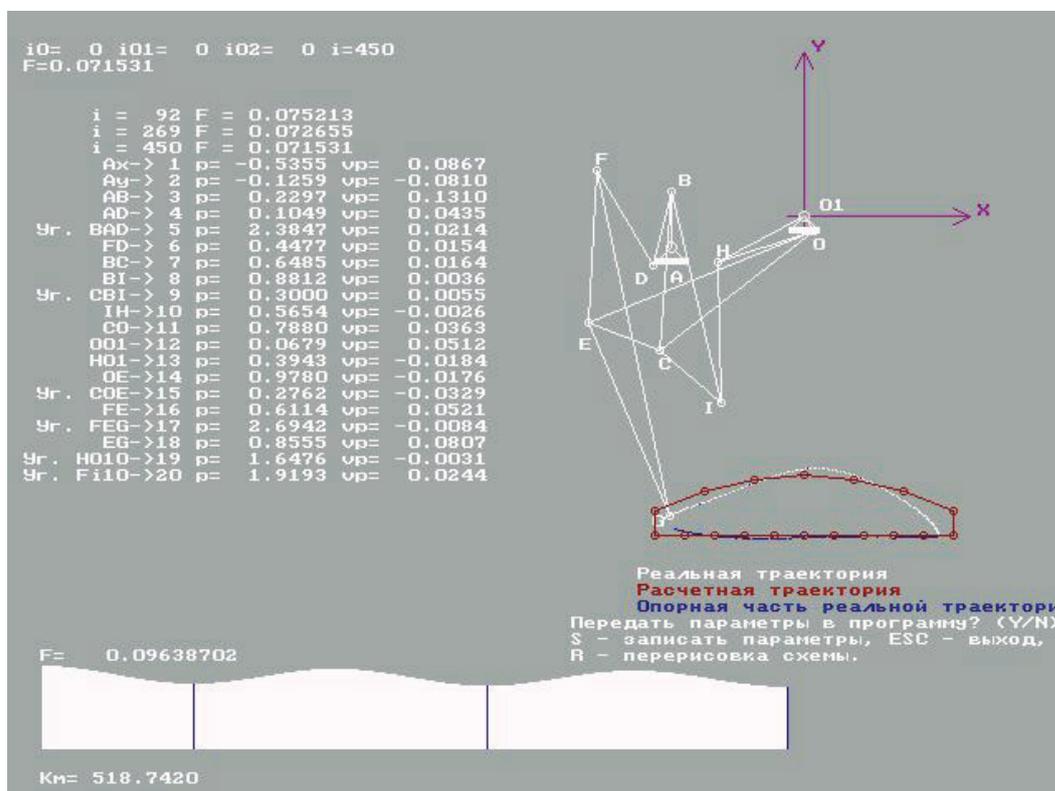


Рис. 4. Предварительный этап синтеза механизма 4-го класса

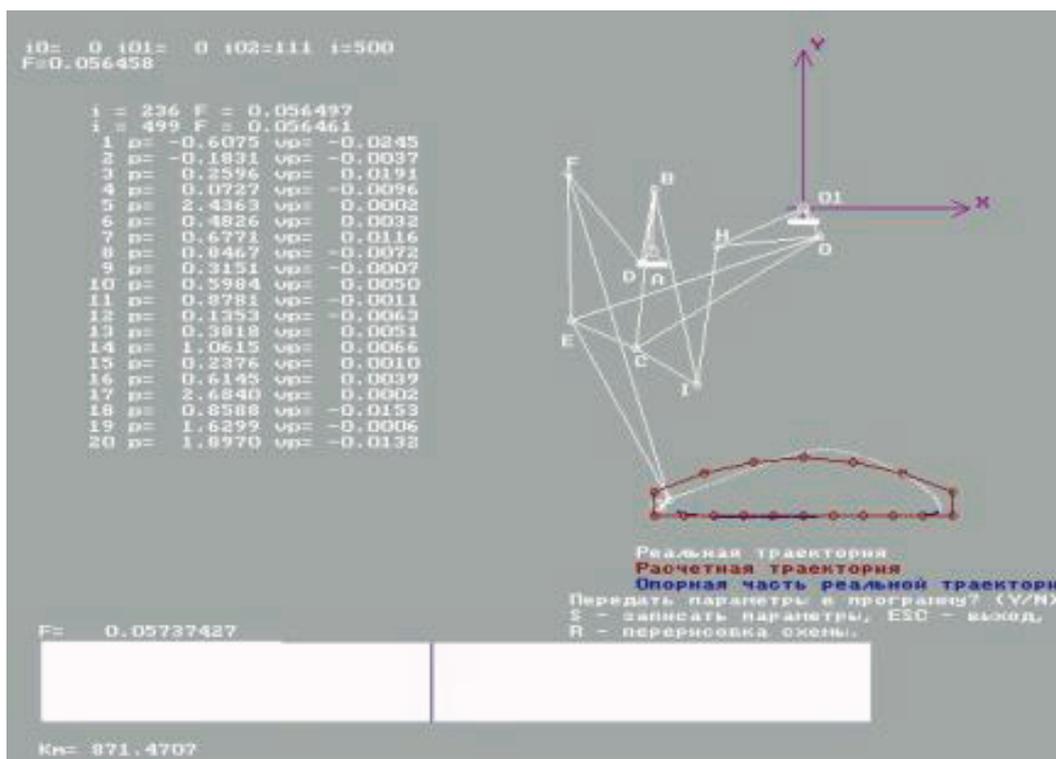


Рис. 5. Финальный этап синтеза механизма 4-го класса

Уменьшение объема вычислений происходит из-за уменьшения числа параметров в задающем механизме. Анализ траекторий всевозможных схем задающей подцепи показал, что они имеют характерную, «серповидную» форму. Наиболее подходящим механизмом для задающей подцепи, был выбран зубчато-рычажный механизм, который имел широкое применение в конструкции лесопильной рамы [4], а его модификация использовалась для механизма движителя шагающей машины [5], изображенного на рис. 6. При таком подходе к решению задачи синтеза были получены хорошие результаты по точности воспроизведения опорной части траектории. Отклонение по вертикали на опорной части траектории составляла всего 0,07 %.

При синтезе рулевых механизмов использовались известные схемы, применяемые на транспортных колесных машинах. Задача проектирования рулевых механизмов для шагающих машин является более сложной, так как приходится применять специальные электронные схемы для определения скоростей относительного движения ног по разным бортам шагающей машины (эту задачу в транспортных машинах выполняют автомобильные дифференциалы), а также управлять углами отклонения направляющих движителей от продольной

оси корпуса шагающей машины. В кинематически-точном повороте шагающих машин очень важно знать относительное положение каждой опорной ноги в системе координат, связанной с корпусом шагающей машины.

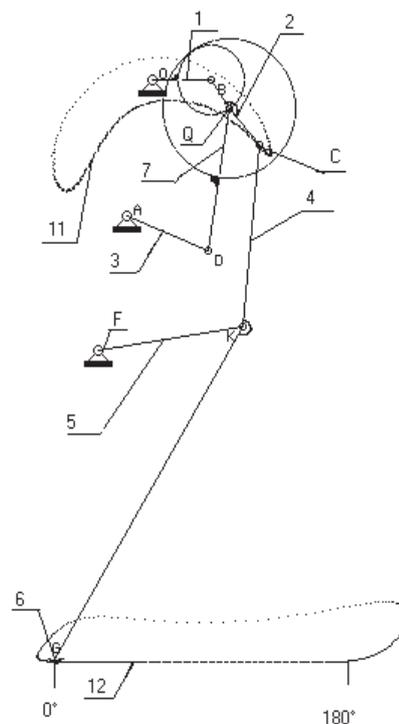


Рис. 6. Схема зубчато-рычажного механизма, используемого в качестве движителя ШМ

В качестве прототипов рулевых механизмов использовались рулевые трапеции Жанто. Рассматривались четырех-, шести- и восьмизвенные рулевые трапеции. Опытным путем установлено, что трапеции с большим количеством параметров синтеза могут иметь большую точ-

ность в воспроизводстве закона движения. Установлено, что точность работы шестизвенной рулевой трапеции примерно в 2 раза выше точности работы четырехзвенной трапеции, а точность работы восьмизвенной – примерно в 2 ра-за выше шестизвенной [7].

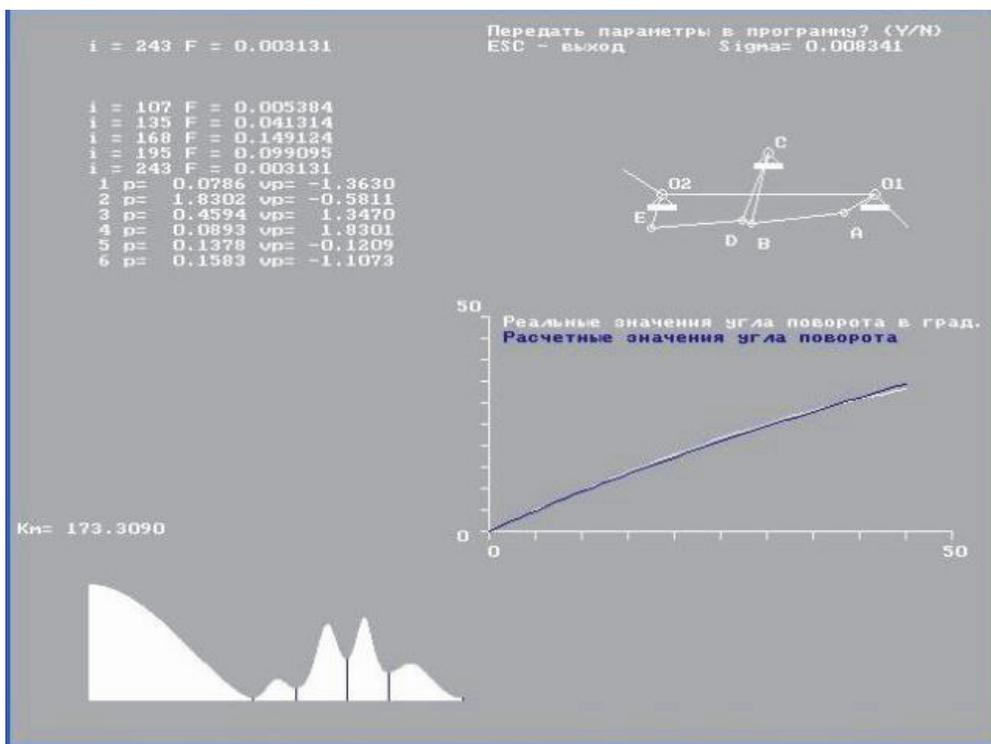


Рис. 7. Первый этап синтеза рулевого механизма

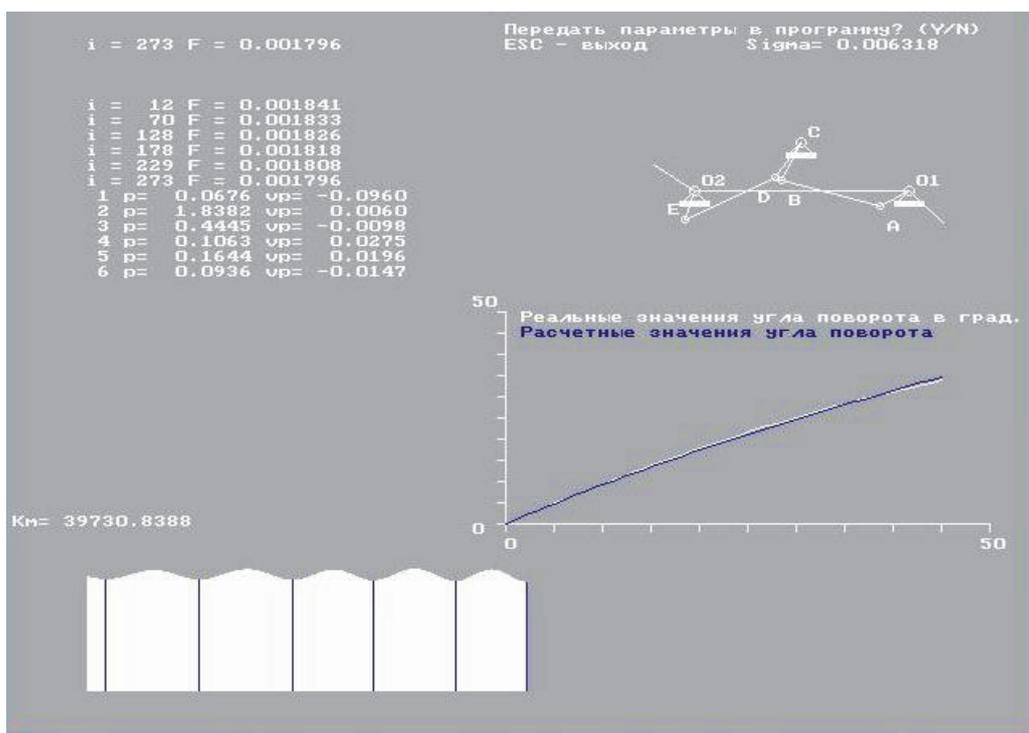


Рис. 8. Финальный этап синтеза рулевого механизма

В данной статье рассмотрены только шестизвенные рулевые трапеции. Рис. 7 и 8 показывают результаты синтеза рулевой трапеции: предварительный этап синтеза и финишный. Информация, выводимая на экран, включает текущее значение целевой функции, таблицу значений параметров синтеза и скоростей изменения параметров в текущей псевдоособой точке, график целевой функции, проецированный на монитор. На графике целевой функции представлены также координаты псевдоособых точек. В правой верхней части экрана выводится окно с графиками эталонной и реальной функций, а также выводится значение суммарного отклонения.

Заключение

Разработаны новые методы синтеза механизмов, которые нашли широкое применение при решении задач синтеза механизмов движителей шагающих машин, а также при синтезе рулевых устройств транспортных машин. В отличие от традиционных, классических методов, где получается только одно решение поставленной задачи, здесь получается множество решений, причем все решения задачи синтеза получаются с действительными значениями корней многочлена высокой степени (выражения для целевой функции). Эти решения удобно показывать графически, используя метод проекции перемещения «тяжелой» точки на плоскость, а значение целевой функции показывалось в виде вертикальной координаты. Разработанное

программное обеспечение позволяет вести поиск минимума как по направлению антиградиента, так и в любом другом направлении. Для этого необходимо в выбранной псевдоособой точке обнулить скорости изменения параметров синтеза и запустить движение точки вниз, по новому направлению антиградиента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Умнов, Н. В. Особенности синтеза шестизвенных направляющих механизмов движителей шагающих машин / Н. В. Умнов, Э. Е. Сильвестров, Н. Г. Морозов // Проблемы механики современных машин. Т. 1, Улан-Удэ; Изд-во ВСГТУ, 2000.
2. Кореновский, В. В. Метод определения начальных приближений в задачах синтеза плоских рычажных механизмов / В. В. Кореновский. В кн.: Проблемы механики современных машин: материалы международной конференции. – Т. 1, Улан-Удэ; Изд-во ВСГТУ, 2000 г. – С. 273–278.
3. Кореновский, В. В. Синтез механизмов высоких классов / В. В. Кореновский, Н. Г. Морозов. В кн.: Международная конференция по теории механизмов и механике машин. Сб. докладов. Краснодар, 2006 г. – С. 44–46.
4. Патент РФ № 2329887. Лесопильная рама // Морозов Н. Г. и др., 2008.
5. Патент РФ № 2402450. Бюллетень № 30. 2010 г. Рычажный прямолинейно-направляющий механизм // Морозов Н. Г., Умнов Н. В., Кореновский В. В.
6. Кореновский, В. В. Синтез рулевого устройства для транспортных шагающих машин / В. В. Кореновский С. В. Хоборков. В кн.: Проблемы механики современных машин: материалы 2-й междунар. конф. Т. 3. Изд-во ВСГТУ, Улан-Удэ, 2003. – С. 3–7.
7. Кореновский, В. В. Синтез рулевых шестизвенных механизмов / В. В. Кореновский, Э. Е. Сильвестров, Н. В. Умнов // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 5. – С. 18–20.

УДК 623. 4. 067

В. Г. Кучеров. В. И. Карлов

ТЕРМОРЕГУЛЯЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ ЛИНЕЙНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: au@vstu.ru)

В статье на базе патентного анализа рассматриваются тенденции создания терморегуляторов гидравлических ограничителей перемещения, позволяющих стабилизировать длину интенсивных линейных перемещений независимо от изменения температуры жидкости в этих устройствах. Статья иллюстрирована конструкциями терморегуляторов.

Ключевые слова: терморегуляторы, гидравлические ограничители перемещения, стабилизация длины интенсивных линейных перемещений.

In a paper on the basis of the patent analysis trends of creation of heat controllers of the hydraulic limit stops are considered, allowing to stabilise length of intensive linear migrations irrespective of change of temperature of a fluid in these devices. The paper is illustrated by constructions of heat controllers.

Keywords: heat controllers, hydraulic limit stops, stabilisation of length of intensive linear migrations.

Современные тенденции терморегуляции гидравлических ограничителей линейных перемещений рассматриваются на примерах патентных решений. Интенсивные линейные пе-

ремещения тяжело нагруженных машин приводит к значительному разогреву жидкости в гидравлических ограничителях перемещений. Это приводит к нестабильности длины перемеще-

ния в процессе работы из-за изменения свойств жидкости. При нагревании жидкости изменяется ее объем, а также увеличивается ее текучесть, уменьшается сила сопротивления гидравлического ограничителя перемещения (ГОП) и возрастает величина перемещения.

Для обеспечения постоянства величины перемещения при интенсивной работе целесообразно снабжать ГОП специальными регуляторами, действующими автоматически. В последние годы опубликован ряд патентов, решающих подобные задачи для тормозов отката различного типа.

Одним из направлений терморегуляции является поддержка постоянной температуры гидроустройства, что осуществляется за счет включения в объем жидкости ГОП дополнительного объема в специальном резервуаре. Схема такого устройства показана на рис. 1.

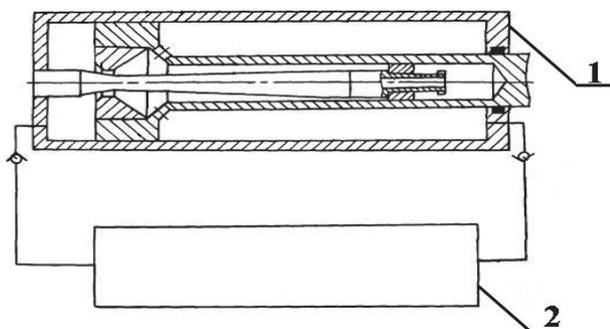


Рис. 1. Схема ГОП с теплообменником:
1 – ГОП; 2 – теплообменник

В патентах [1][2] описаны различные варианты исполнения теплообменников, обеспечивающие эффективное перемешивание жидкости, что замедляет процесс ее нагревания. Однако такое устройство охлаждения ГОП требует дополнительного объема, что для тяжело нагруженных машин не всегда целесообразно. Возможно, что рациональнее было бы простое увеличение длины цилиндра при сохранении короткой длины перемещения.

При интенсивной работе нагрев жидкости в ГОП имеет два следствия: во-первых, – увеличение объема жидкости, приводящее к необходимости введения в конструкцию ГОП компенсатора. Во-вторых, – изменение свойств жидкости. При нагревании она становится более текучей и оказывает меньшее сопротивление, увеличивая длину перемещения.

Для стабилизации длины целесообразно автоматизировать процесс изменения площади отверстия истечения в ГОП. При этом возмож-

но такое изменение площади отверстия истечения, которое обеспечит компенсацию потери за счет изменения коэффициента сопротивления жидкости. Конструктивное обеспечение решения такой задачи будет зависеть от типа ГОП, от его конструктивных особенностей.

В патенте на полезную модель [3] для тормоза перемещения золотникового типа использовано изменение объема нагреваемой жидкости и переход его в компенсатор, расположенный в поршне ГОП (рис. 2).

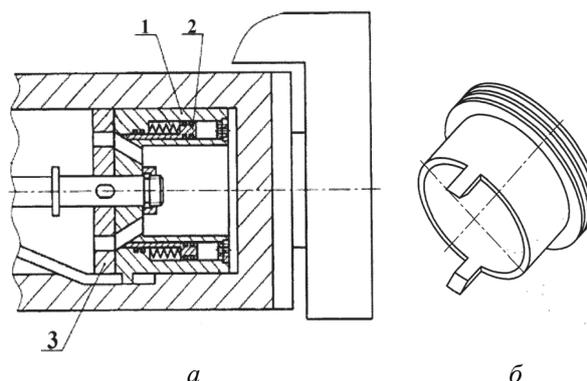


Рис. 2. Гидравлический тормоз перемещения золотникового типа:
а – регулирующий узел: 1 – полный поршень; 2 – плавающий поршень; 3 – золотник; б – плавающий поршень – позиция 1 на виде а

В тормозе перемещения золотникового типа поршень закреплен на штоке и за счет вхождения зубьев поршня в винтовые пазы цилиндра ГОП поршень может вращаться относительно штока. Золотник, расположенный на штоке, может перемещаться вдоль штока. При линейном перемещении под давлением жидкости в рабочей полости тормоза золотник поджимается к поворачивающемуся поршню. Они взаимно разворачиваются, перекрывая соответствующие рабочие отверстия в золотнике и поршне, регулируя площадь дроссельного канала для обеспечения заданной силы сопротивления ГОП. Отличительной особенностью полезной модели является изготовление поршня полым и размещения в нем компенсатора жидкости со ступенчатым плавающим поршнем и пружиной, расположенной в стенке поршня тормоза перемещения. При разогреве жидкости ее «излишний» объем поступает в компенсатор, сжимает пружину и сдвигает плавающий поршень, выступы которого входят в рабочие отверстия поршня тормоза перемещения, что ведет к изменению площади дроссельного канала пропорционально изменению свойств разогретой жидкости.

Изменение объема жидкости при ее нагревании может быть использовано для регулирования силы в тормозном устройстве [4], показанном на рис. 3.

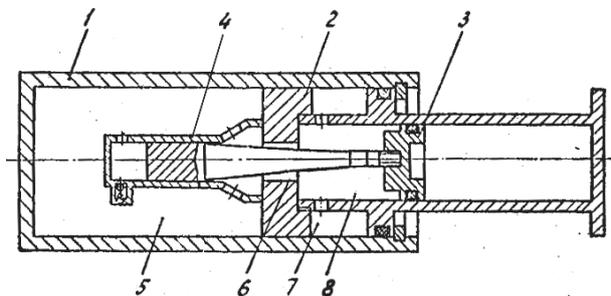


Рис. 3. Тормозное устройство:

1 – цилиндр тормоза; 2 – поршень с полым штоком; 3 – плавающий поршень с иглой; 4 – стакан; 5 – полость цилиндра; 6 – дроссельное отверстие; 7 – поршневая полость; 8 – полость штока

Тормозное устройство работает при выдвижении полого штока в цилиндр тормоза. При нагреве жидкости в полости цилиндра ее «излишний» объем переходит в полость штока и перемещает плавающий поршень с иглой, уменьшая площадь дроссельного отверстия, что компенсирует изменение плотности жидкости и ее коэффициента сопротивления при истечении жидкости через дроссельное отверстие во время рабочего процесса. Наличие жидкости в поршневой полости способствует стабилизации давления в поршне.

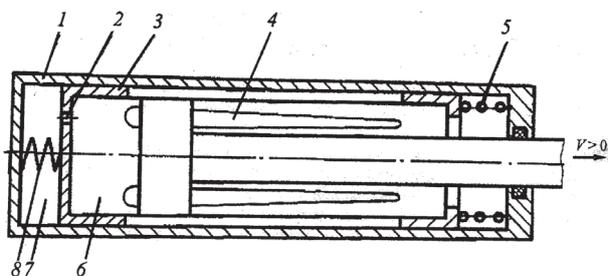


Рис. 4. Гидравлический амортизатор:

1 – цилиндр; 2 – дроссельное отверстие; 3 – гильза; 4 – пазы в гильзе; 5 – пружина; 6 – полость гильзы; 7 – полость в цилиндре; 8 – термочувствительный элемент

Подобный принцип работы может быть использован и при выдвигании штока [5] (рис. 4). При разогреве жидкости в полости цилиндра термочувствительный элемент сдвигает гильзу, изменяя площадь отверстия истечения в гильзе, поскольку гильза смещается относительно штока. Пазы в гильзе выполнены таким образом, чтобы компенсировать падение силы сопротивления разогретой жидкости. Гидравлический демпфер колебаний гильзы включает

в себя пружину и дроссельное отверстие, соединяющее полости цилиндра и гильзы. К недостатку такого тормозного устройства можно отнести наличие значительной силы, сжимающей термочувствительный элемент при работе.

Изменение площади отверстия истечения жидкости в тормозном устройстве может быть осуществлено за счет деформации каких-либо элементов тормоза.

На рис. 5 показана возможность вращения золотника для изменения величины перекрытия площади отверстия истечения жидкости в зависимости от ее температуры за счет изменения формы спиральной пружины, выполненной из термометаллического материала. Тем самым стабилизируется рабочий ход исполнительного механизма.

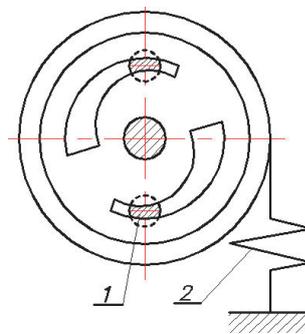


Рис. 5. Вариант вращения золотника:
1 – изменяемая площадь; 2 – пружина

Исследования Е. В. Шалыгиной [6] показали, что возможно регулирование силы сопротивления в ГОП без изменения площади отверстия истечения, за счет создания вихревых сопротивлений в потоке жидкости.

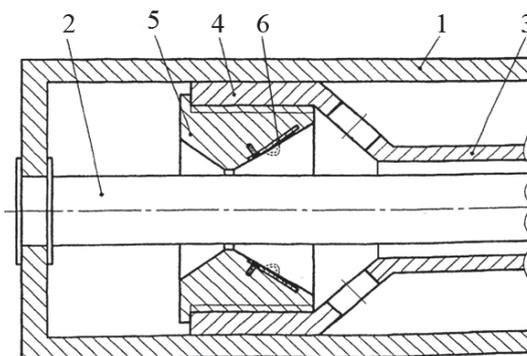


Рис. 6. Гидравлический тормоз перемещения веретенового типа:

1 – цилиндр; 2 – веретено; 3 – шток; 4 – поршень; 5 – регулирующее кольцо; 6 – термометаллическая пластина

Как показано на рис. 6, во внутренней полости регулирующего кольца смонтированы тер-

мобиметаллические пластины, которые могут деформироваться при нагревании жидкости. Эксперименты подтвердили деформацию пластин на величину, превосходящую толщину пограничного слоя жидкости в потоке. Это создает дополнительные вихревые сопротивления, что приводит к стабилизации длины перемещения в тормозе.

Анализ рассмотренных конструкций терморегуляторов гидравлических ограничителей интенсивных линейных перемещений позволяет рекомендовать в качестве относительно простых средств автоматической терморегуляции – подключение дополнительного объема жидкости при ее нагреве в основном объеме, а в качестве более перспективных, но и более сложных в реализации, – изменение структуры потока рабочей среды или площади поперечного сечения потока, например, с помощью биметаллов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. № 2146035 РФ МПК F41A 25/00. Гидравлический тормоз отката артиллерийского орудия / Шварев Р. Я.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество специального машиностроения и металлургии «Мотовилихинские заводы». – 4518255/02; заявл. 17.07.1989; опубл. 27.02.2000.
2. Пат. № 2165576 РФ МПК F41A 25/00. Гидравлический тормоз отката и наката артиллерийского орудия / Набоков Ф. В., Шварев Р. Я.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество специального машиностроения и металлургии «Мотовилихинские заводы». – 99118147/02; заявл. 18.08.1999; опубл. 20.04.2001.
3. Пат. на пол. модель № 109841 РФ МПК F41A 25/00. Гидравлический тормоз отката золотникового типа / Арсентьева О. Ю., Кучеров В. Г.; владелец модели Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ). – 2011121997/11, заявл. 31.05.2011; опубл. 27.10.2011.
4. Пат. № 1812856 РФ МПК F16F 9/06. Тормозное устройство / Набоков Ф. В.; заявитель и патентообладатель Пермский машиностроительный завод им. В. И. Ленина. – 3196330/23; заявл. 21.03.1988; опубл. 10.12.1995.
5. Пат. на пол. модель № 69948 РФ МПК F16F9/52. Гидравлический амортизатор / Набоков Ф. В., Хоменок В. Р., Набоков Е. Ф.; владелец модели Открытое акционерное общество специального машиностроения и металлургии «Мотовилихинские заводы». – 2006110464/22, заявл. 31.03.2006; опубл. 10.01.2008.
6. Пат. на пол. модель № 61403 РФ МПК F41A 25/00. Гидравлический тормоз отката веретенного типа / Кучеров В. Г., Шалыгина Е. В.; владелец модели Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ). – 2006135248/22, заявл. 05.10.2006; опубл. 27.02.2007.

УДК 629.03

С. И. Медведев, Р. О. Филиповец

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ШИН ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА ЕГО РЕАКЦИЮ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ МАНЕВРА «РЫВОК РУЛЯ»

Бобруйский филиал Белорусского государственного экономического университета

(e-mail: medsim@rambler.ru, filipovets@bk.ru)

Получены зависимости заброса реакции легкового автомобиля относительно установившегося значения от времени установления реакции, при различных вариантах износа шин.

Ключевые слова: пневматическая шина, износ, оценка, реакция, характеристики, испытания, автомобиль.

Dependencies between the car's reaction regarding the value set and time of reaction's establishment in combination with various options of tire wear were obtained.

Keywords: pneumatic tire, wear, assessment, reaction, characteristics, tests, car.

Изучению влияния износа шин на характеристики и эксплуатационные свойства автомобиля посвящено достаточно много работ [1,2,3,5]. По результатам исследований в указанных работах отмечено, что жесткостные характеристики шин в частности: радиальной, тангенциальной, боковой и угловой по мере износа изменяются, и как следствие изменяются их выходные характеристики – это коэффициент сопротивления боковому уводу [3,5], коэффициент сопротивления качению [5], стабилизирующий момент [6], которые непосредственно влияют на эксплуатационные показатели автомобиля. Исходя из этого, следует, что по мере износа шин изменяются

практически все характеристики автомобиля, начиная с топливно-экономических, тягово-сцепных характеристик безопасности, а также устойчивости и управляемости автомобиля. Один и тот же автомобиль с одними и теми же элементами подвески и рулевого управления в зависимости от характеристики шин может иметь различные показатели устойчивости и управляемости [4]. От характеристик шин зависят такие качества управляемости автомобиля, как его реакция на резкий поворот управляемых колес, стабилизация их, курсовая устойчивость, избыточная или недостаточная поворачиваемость при высоких боковых ускорениях.

К настоящему времени сложились два направления оценки влияния шин на управляемость: объективное и субъективное.

Объективная оценка предусматривает замер при помощи приборов ряда параметров при выполнении автомобилем определенных маневров. Одним из важных факторов обеспечения требований активной безопасности автомобиля является его оптимальная устойчивость и управляемость, которая в свою очередь зависит от привода автомобиля, состояния и степени износа шин передних и задних колес.

При экспертной субъективной оценке как грузового, так и легкового автомобиля водителем-испытателем оценивается легкость управления, реакция и точность поворота, передача ударов от дорожного покрытия и прохождение их на рулевое колесо. Следует отметить, что, как правило, субъективные методы оценки управляемости и устойчивости, базирующиеся на балльной оценке, проводимой экспертами-специалистами. Оценка производится, в этом случае, не устойчивости и управляемости в прямом смысле, а комплексного показателя, так называемого «держания дороги», оценивающего работу рулевого управления, подвески автомобиля и сцепные свойства шин. Однако экспертная оценка имеет ряд недостатков – это прежде всего высокая стоимость, низкая чувствительность к значениям, имеющим сходные и близкие параметры, высокая степень субъективности в оценке одного и того же параметра [8].

Поэтому авторы данной работы провели исследование, с использованием аппаратуры, которые позволили получить зависимость реакции автомобиля ВА3-2114 по угловой скорости на поворот управляемых колес, от степени

износа шин. Маневр «рывок руля» выбран для проведения исследований как наиболее опасный, совершаемый водителем при объезде неровностей на дороге, предотвращения столкновений и в других случаях. Это особенно актуально при выполнении данного маневра на дорогах с низким коэффициентом сцепления.

С целью оценки влияния степени износа шин передних и задних колес автомобиля на реакцию его при выполнении маневра «рывок руля» были проведены данные испытания в НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ».

Испытания проводились на автомобиле ВА3-2114, которые комплектовались шинами 175/70R13 модели Бел-100 с различными вариантами степени износа протектора.

Автомобиль подвергался испытаниям при 5 вариантах установки шин, имеющих различную степень износа:

1 вариант: нулевой износ шин передних и задних колес;

2 вариант: 50 %-й износ шин передних и задних колес;

3 вариант: 100 %-й износ шин передних и задних колес;

4 вариант: 100 %-й износ шин передних и нулевой износ шин задних колес;

5 вариант: нулевой износ шин передних и 100 %-й износ шин задних колес.

Давление в шинах передних и задних колес автомобиля ВА3-2114 устанавливалось на «холодных шинах» равным 200 кПа.

Методика проведения испытаний приведена в работе [9].

Характер протекания реакции автомобиля по угловой скорости на поворот управляемых колес приведен на рис. 1.

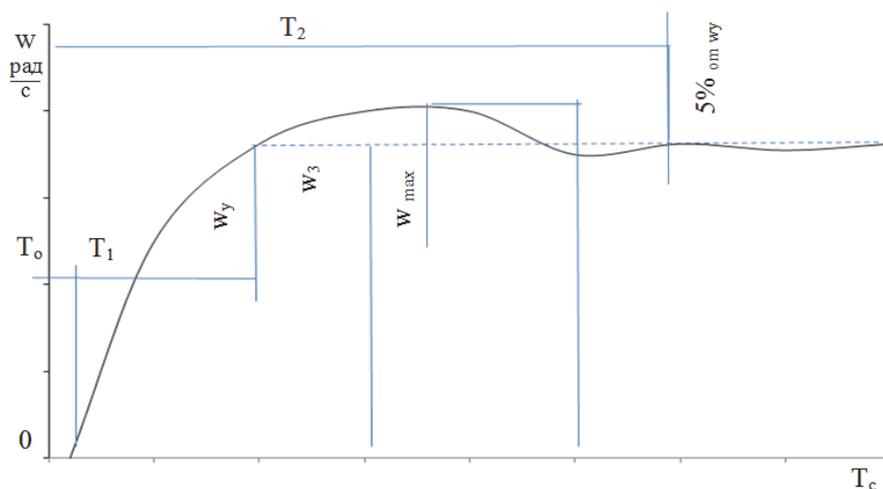


Рис. 1. Реакция автомобиля по угловой скорости на поворот управляемых колес

Как следует из рис. 1 оценочными параметрами являются:

T_0 – время запаздывания возникновения реакции;

T_1 – время нарастания реакции до ее установившегося значения, т. е. время, за которое реакция автомобиля в процессе своего роста впервые достигнет величины ω_y ;

T_2 – время установления реакции автомобиля с момента начала поворота рулевого колеса;

ω_y / T_1 – средняя скорость нарастания реакции автомобиля;

n – колебательность;

$\frac{\omega_{max} - \omega_y}{\omega_y} \cdot 100\%$ – заброс реакции автомобиля относительно ее установившегося значения;

ω_z – заброс реакции относительно некоторого установившегося значения угловой скорости ω_y .

Испытания проводились на сухой горизонтальной площадке с асфальтобетонным покрытием (Восточная площадка спец. дороги автопо-

лигона НАМИ) при температуре окружающего воздуха $(25 \pm 5) ^\circ\text{C}$. Скорость ветра не превышала 3 м/с^2 , без порывов. Перед проведением зачетных испытательных заездов проводился разогрев шин и агрегатов автомобиля в объеме 50 км со средней скоростью автомобиля 90 км/ч по скоростной дороге. Одни и те же эксперименты со всеми вариантами сравниваемых шин проводились в течение одного дня.

Для проведения исследований в дорожных условиях была использована специальная аппаратура фирмы «CORRSYS DATRON». Комплект аппаратуры включает в себя приборы и датчики. Более подробно характеристики контрольно-измерительной аппаратуры фирмы «CORRSYS DATRON» приведены в работе [7].

По результатам дорожных испытаний построена зависимость заброса реакции автомобиля ВА3-2114 $(\frac{\omega_{max} - \omega_y}{\omega_y} \cdot 100\%)$ относительно уста-

новившегося значения от времени установления реакции автомобиля (T_2) с момента начала поворота рулевого колеса при различных вариантах износа шин, которая представлена на рис. 2.

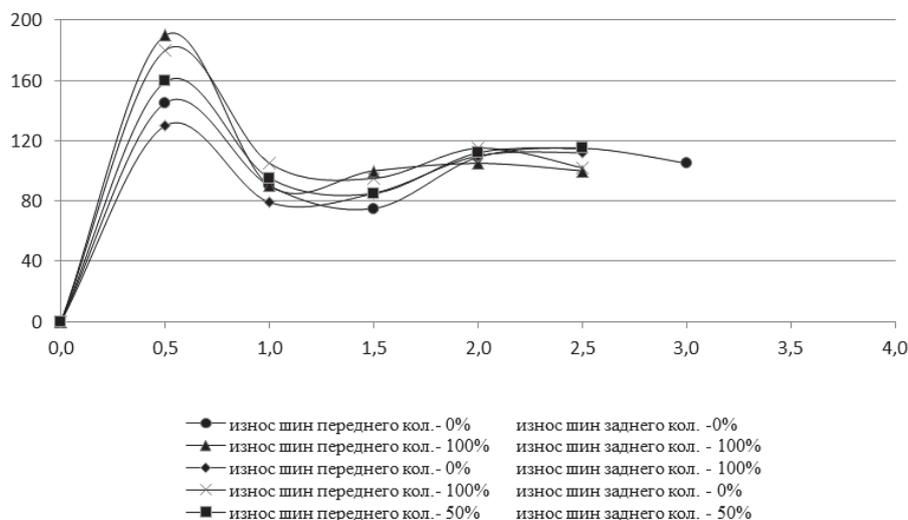


Рис. 2. Зависимость заброса реакции автомобиля ВА3-2114 относительно установившегося значения от времени установления реакции

Анализ представленных характеристик показывает, что при равномерном износе шин время установления реакции снижается с увеличением износа, но при этом возрастает заброс реакции. Износ шин передних колес приводит к уменьшению времени установления реакции и увеличению заброса, при износе шин задних колес наоборот увеличивается время установления реакции и уменьшается заброс. Время нарастания реакции и колебательность

практически не зависят от износа шин для всех рассматриваемых вариантов.

На основании полученных экспериментальных результатов и их анализа можно сделать следующие выводы:

1. Износ шин оказывает влияние на динамические характеристики автомобиля. Это влияние выражается неоднозначно на оценочных показателях, как при равномерном износе шин всех колес, так и при износе шин передней или зад-

ней оси. Заброс реакции по отношению к установившемуся значению увеличивается с увеличением износа шин для автомобиля ВА3-2114 от 150 % до 198 %, при этом длительность переходных процессов сокращается с 3,0 до 2,2 сек.

2. Результаты этих исследований рекомендуется учитывать, при теоретических расчетах и создании новых математических моделей автомобилей, что позволит с большей точностью прогнозировать показатели устойчивости и управляемости автомобиля и использовать в практической деятельности конструкторов – разработчиков автомобилей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Влияние высоты рисунка протектора на некоторые характеристики шины / В. Н. Князьков [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1976. – № 4. – С. 17–19.
2. Влияние износа шин автомобилей на их основные характеристики / А. В. Запорожцев [и др.] // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 2. – С. 27–29.
3. Влияние срока службы и износа протектора на коэффициент сопротивления боковому уводу шин / С. И. Мед-

ведицков [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2013. – № 8. – С. 20–22.

4. Влияние стабилизирующего момента автомобиля на управляемость и устойчивость / Б. С. Фалькевич [и др.] // Конструкции автомобилей. – 1981. – № 5. – С. 12–16.

5. Кнороз, В. И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 338 с.

6. Кузьминов, В. В. Аналитическое описание влияния износа шин на стабилизирующий момент колеса / В. В. Кузьминов, С. И. Медведицков, Е. П. Панфилова, В. П. Бойков // Материалы 9-й Междунар. научно-технич. конф. «Наука – образованию, производству, экономике», Минск, 25–26 октября 2011 г. / Белорус. нац. техн. ун-т, редкол.: В. П. Бойков [и др.], – Минск, 2012. – С. 24–27.

7. Медведицков, С. И. Влияние износа шин на установившиеся реакции автомобилей / С. И. Медведицков, Е. П. Панфилова, В. Н. Задворнов // Материалы XXII симпозиума «Проблемы шин и резинокордных композитов», М., 14–21 октября 2011 г. / ООО «НТИЦ «НИИШП»», редкол.: И. В. Веселов. – М., 2011. – С. 37–47.

8. Тавер, Е. И. Метод обобщенной количественной оценки качества продукции / Е. И. Тавер // Управление качеством. – 2007. – № 5. – С. 25–30.

9. Управляемость и устойчивость. Автотранспортные средства. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ Р 52302 – 2004. – Введ. 01.01.2006. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2005. – 31 с.

УДК 629.113

А. В. Поздеев, И. М. Рябов, А. Ю. Соколов, А. С. Митрошенко, Д. А. Чумаков

ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА РЕЛАКСАЦИОННОЙ ПОДВЕСКИ С ИНЕРЦИОННЫМ ДЕМПИРУЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ И КОМБИНИРОВАННЫМ СОЕДИНЕНИЕМ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: avp24897@mail.ru, chda1991@yandex.ru)

Статья посвящена оценке виброзащитных свойств релаксационной подвески новой структуры с инерционным демпфирующим устройством и комбинированным соединением дополнительных упругих элементов и выбору оптимальных параметров элементов этой подвески.

Ключевые слова: колебания, релаксационная подвеска, инерционное демпфирующее устройство, приведенная масса маховика, упругий элемент, сухое трение.

The article is devoted to evaluation of vibration protection properties relaxation suspension of the new structure with the inertial damping device and the combined connection additional elastic elements and a choice of optimum parameters of the elements of this suspension.

Keywords: fluctuations, relaxation suspension, inertial damping device, resulted mass of a flywheel, elastic element, dry friction.

Перспективным направлением повышения плавности хода АТС с пневматической подвеской, в частности автобуса «Волжанин», является применение в пневматических рессорах (ПР) встроенных инерционных демпфирующих устройств (ИДУ) различной структуры [1–4]. Виброзащитные свойства релаксационной ПР с параллельным соединением дополнительного упругого элемента были выявлены в работах [5, 6].

С целью дальнейшего улучшения виброзащитных свойств релаксационной подвески с инерционным демпфирующим устройством было предложено комбинированное соединение дополнительных упругих элементов. На первом этапе исследования виброзащитных свойств подвески такой структуры была составлена расчетная схема (рис. 1).

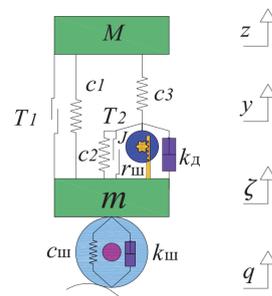


Рис. 1. Расчетная схема релаксационной подвески с инерционным демпфирующим устройством и комбинированным соединением дополнительных упругих элементов: M – поддрессоренная масса; m – неподдрессоренная масса; c_1 , c_2 и c_3 – жесткости упругих элементов; J – момент инерции маховика; $r_{ш}$ – радиус шестерни реечной передачи; T_1 и T_2 – сухое трение; q – кинематическое возмущение; z – перемещение поддрессоренной массы; ζ – перемещение неподдрессоренной массы; y – перемещение точки релаксационной связи; $c_{ш}$ – жесткость шины; $k_{ш}$ – коэффициент демпфирования шины; k_d – коэффициент демпфирования амортизатора

При математическом моделировании были приняты следующие допущения:

- 1) характеристики упругих элементов c_1 , c_2 и c_3 – линейные;
- 2) профиль кинематического возмущения гармонический, с постоянной амплитудой q ;

$$\begin{cases} M\ddot{z} + c_1(z - \zeta) + c_2(z - y) + T_1 \operatorname{sgn}(\dot{z} - \dot{\zeta}) = 0, \\ c_3(y - \zeta) - c_2(z - y) + T_2 \operatorname{sgn}(\dot{y} - \dot{\zeta}) + k_d(\dot{y} - \dot{\zeta}) + \frac{J_{\max}}{r_{\text{ш}}^2}(\ddot{y} - \ddot{\zeta}) = 0, \\ m\ddot{\zeta} - c_1(z - \zeta) - T_1 \operatorname{sgn}(\dot{z} - \dot{y}) - c_3(y - \zeta) - T_2 \operatorname{sgn}(\dot{y} - \dot{\zeta}) - k_d(\dot{y} - \dot{\zeta}) - \\ - \frac{J_{\max}}{r_{\text{ш}}^2}(\ddot{y} - \ddot{\zeta}) + c_{\text{ш}}(\zeta - q) + k_{\text{ш}}(\dot{\zeta} - \dot{q}) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

где M – подрессоренная масса; m – неподдрессоренная масса; c_1 , c_2 , c_3 – жесткости основного и дополнительных упругих элементов; z , \dot{z} , \ddot{z} – перемещение, скорость и ускорение подрессоренной массы; y , \dot{y} , \ddot{y} – перемещение, скорость и ускорение точки крепления инерционного элемента и первого дополнительного упругого элемента (точки релаксационной связи); ζ , $\dot{\zeta}$, $\ddot{\zeta}$ – перемещение, скорость и ускорение неподдрессоренной массы; q , \dot{q} – перемещение и скорость кинематического возмущения; T_1 , T_2 – силы сухого трения в РКО при скольжении о поверхность поршня ПР и в инерционном элемен-

3) момент инерции маховика J_{\max} и радиус шестерни $r_{\text{ш}}$ постоянные величины.

Динамика такой системы описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

те соответственно; k_d – коэффициент демпфирования амортизатора; $c_{\text{ш}}$ – жесткость шины; $k_{\text{ш}}$ – коэффициент демпфирования в шине; $r_{\text{ш}}$ – радиус шестерни; J_{\max} – момент инерции маховика, равный $J_{\max} = \frac{m_{\max} R_{\max}^2}{2}$; m_{\max} – масса маховика; R_{\max} – радиус маховика в виде диска.

Приведенная масса маховика

$$M_{\text{пр}} = \frac{J_{\max}}{r_{\text{ш}}^2}. \quad (2)$$

Перегруппируем и преобразуем систему уравнений (1) с учетом формулы (2) к следующему виду:

$$\begin{cases} M\ddot{z} + c_1(z - \zeta) + c_2(z - y) + T_1 \operatorname{sgn}(\dot{z} - \dot{\zeta}) = 0, \\ M_{\text{пр}}\ddot{y} - c_2(z - y) + c_3(y - \zeta) + T_2 \operatorname{sgn}(\dot{y} - \dot{\zeta}) + k_d(\dot{y} - \dot{\zeta}) - M_{\text{пр}}\ddot{\zeta} = 0, \\ (m + M_{\text{пр}})\ddot{\zeta} - c_1(z - \zeta) - T_1 \operatorname{sgn}(\dot{z} - \dot{\zeta}) - c_3(y - \zeta) - T_2 \operatorname{sgn}(\dot{y} - \dot{\zeta}) - k_d(\dot{y} - \dot{\zeta}) - \\ - M_{\text{пр}}\ddot{y} + c_{\text{ш}}(\zeta - q) + k_{\text{ш}}(\dot{\zeta} - \dot{q}) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Математическая модель была исследована в диапазоне частот 0–5 Гц в приложении SIMULINK программного комплекса MATLAB. Система дифференциальных уравнений (3) решалась численным методом Рунге-Кутты 4–5 порядка с шагом интегрирования $10^{-3} - 10^{-5}$ с.

В качестве исходных данных для исследований колебательной системы взяты следующие параметры, которые можно реализовать в пневматической подвеске автобуса «Волжанин»: $c_1 = 41424$ Н/м; $c_2 = 151006$ Н/м; $k_d = 100$ Н/м; $T_1 = 450$ Н; $k_{\text{ш}} = 1000$ Н·с/м; $c_{\text{ш}} = 1150000$ Н/м.

При исследовании определялись оптимальные значения силы сухого трения в инерционном элементе – T_2 и приведенной массы маховика – $M_{\text{пр}}$. Постоянными параметрами явля-

лись двойная амплитуда кинематического возмущения $2q_0 = 10$ мм и подрессоренная масса: $M = 1500$ кг и неподдрессоренная масса $m = 150$ кг. Варьируемые параметры: приведенная масса маховика – $M_{\text{пр}}$ и сила сухого трения в инерционном элементе – T_2 .

В результате вычислений были получены графики амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) абсолютных перемещений и ускорений подрессоренной массы в соответствии с ОСТ 37.001.252-82 (рис. 2 и 3).

Из анализа графиков (рис. 2 и 3) было выявлено, что параметры – сила трения $T_2 = 100$ Н и момент трения $M_{\text{пр}} = 30$ кг (рис. 2, кривая 1) – являются оптимальными, поскольку обеспечивают наименьшие абсолютные перемещения подрессоренной массы в диапазоне частот воз-

мущения 0–5 Гц. Ускорения поддресоренной массы при этих значениях параметров (рис. 3, кривая 1) в широком диапазоне частот возмущения также наименьшие.

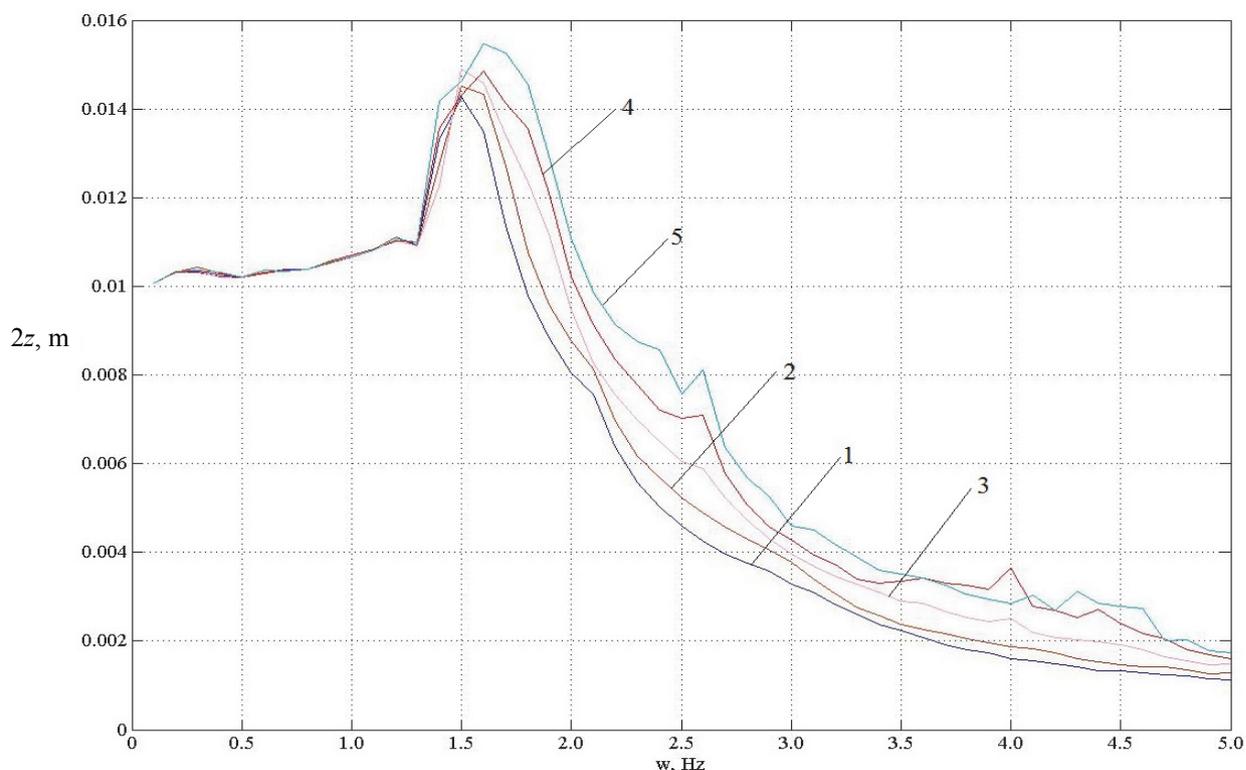


Рис. 2. АЧХ размахов абсолютных перемещений поддресоренной массы M на релаксационной подвеске с инерционным элементом при $2q_0 = 10$ мм, $c_3 = 64196$ Н/м:
 1 – $T_2 = 100$ Н/м, $M_{пр} = 30$ кг; 2 – $T_2 = 200$ Н/м, $M_{пр} = 50$ кг; 3 – $T_2 = 300$ Н/м, $M_{пр} = 10$ кг; 4 – $T_2 = 400$ Н/м, $M_{пр} = 5$ кг; 5 – $T_2 = 500$ Н/м, $M_{пр} = 5$ кг

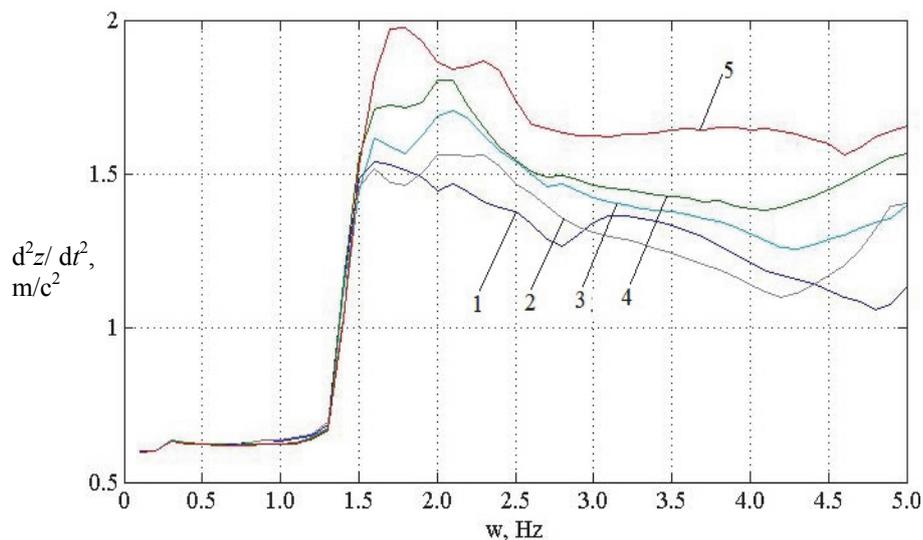


Рис. 3. АЧХ размахов абсолютных ускорений поддресоренной массы M на релаксационной подвеске с инерционным элементом при $2q_0 = 10$ мм:
 1 – $T_2 = 100$ Н/м, $M_{пр} = 30$ кг; 2 – $T_2 = 200$ Н/м, $M_{пр} = 50$ кг; 3 – $T_2 = 300$ Н/м, $M_{пр} = 40$ кг;
 4 – $T_2 = 400$ Н/м, $M_{пр} = 40$ кг; 5 – $T_2 = 500$ Н/м, $M_{пр} = 20$ кг

Из анализа АЧХ абсолютных перемещений поддресоренной массы (рис. 2, кривая 1) также следует, что при выявленных оптимальных зна-

чениях силы трения $T_2 = 100$ Н и приведенной массы маховика $M_{пр} = 30$ кг коэффициент усиления колебаний в резонансе $\alpha = 1,41$. Это меньше,

чем у подвески с оптимальными гидравлическими амортизаторами, у которой $\alpha = 2,0 \dots 2,5$.

Таким образом, проведенная оценка виброзащитных свойств предложенной релаксационной подвески с комбинированным соединением дополнительных упругих элементов показала, что эта подвеска при оптимальных параметрах имеет более высокие виброзащитные свойства, чем подвеска с оптимальными гидравлическими амортизаторами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рябов, И. М. 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.
2. Чумаков, Д. А. Релаксационная пневматическая подвеска АТС с инерционно-фрикционным элементом / Д. А. Чумаков, А. В. Поздеев // XVI Региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области, г. Волгоград, 8–11 нояб. 2011 г.: тез. докл. / ВолГТУ [и др.]. – Волгоград, 2012. – С. 112–114.

3. Чумаков, Д. А. Определение оптимальных параметров релаксационной пневматической подвески АТС / Д. А. Чумаков, А. В. Поздеев // XVII Региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области, г. Волгоград, 6–9 нояб. 2012 г.: тез. докл. / ВолГТУ [и др.]. – Волгоград, 2013. – С. 68–70.

4. Чумаков, Д. А. Теоретическое исследование пневморессоры с инерционными демпфирующими устройствами / Д. А. Чумаков, К. В. Поляков, Д. О. Панченко, А. В. Поздеев, В. И. Карлов // Тезисы докладов смотряконкурса научных, конструкторских и технологических работ студентов Волгоградского государственного технического университета (Волгоград, 14–17 мая 2013 г.): тез. докл. / ВолГТУ. – Волгоград, 2013. – С. 106–107.

5. Рябов, И. М. Математическое моделирование релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // Известия ВолГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолГТУ. – 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 ВолГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы» ; вып. 3). – С. 83–86.

УДК 621.833

Е. Н. Ревняков

МОДЕЛЬ ОСЕВОГО МЕХАНИЧЕСКОГО ВЫПРЯМИТЕЛЯ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ И ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ШАРИКАМИ

Курганский государственный университет

(e-mail: aphaline@mail.ru)

Представлена уточненная расчетная модель осевого механического выпрямителя – введена дополнительная степень свободы, учитывающая деформацию по основной рабочей поверхности. Составлены уравнения Лагранжа II рода. Показано, что на процесс выпрямления механических колебаний влияет соотношение податливости основной рабочей поверхности и дополнительного упругого элемента бесступенчатой передачи.

Ключевые слова: механическая бесступенчатая передача, генератор механических колебаний, механический выпрямитель, дополнительный упругий элемент.

Presented refined theoretical model of the axial mechanical rectifier – introduced an additional degree of freedom, taking into account the deformation on the main work surface. Lagrange equations of type II composed. It is shown that the process of mechanical oscillations rectification ratio affects compliance between rigidity of primary working surface and the additional elastic element of stepless transmission.

Keywords: stepless transmission, generator of mechanical oscillations, mechanical rectifier, additional elastic element.

В транспортных машинах для передачи механической энергии от двигателя к движителю используются как ступенчатые, так и бесступенчатые передачи. Преимущества последних очевидны, но в настоящее время не существует конструкции бесступенчатой передачи, сопоставимой по величине КПД со ступенчатой коробкой передач. В этом аспекте перспективным является направление многопоточных бесступенчатых передач (МБП) с колебательным движением внутренних звеньев и дополнительным упругим элементом [1, 2]. В них вращение

входного вала преобразуется в колебательное движение ведущих частей механизмов свободного хода, а затем вновь во вращательное движение выходного вала. При этом удается избежать относительного скольжения между рабочими телами при передаче энергии и получить более высокий КПД, чем в механических вариаторах, где это скольжение принципиально неустранимо.

Основными узлами МБП являются: генератор механических колебаний, механизм свободного хода (механический выпрямитель), уп-

ругий элемент (торсионный вал) и суммирующий редуктор. Все они, кроме механического выпрямителя, могут быть спроектированы и рассчитаны при помощи стандартных методик. И именно выпрямитель долгое время был слабым звеном конструкции МБП. Роликовые механизмы свободного хода прекрасно работают в условиях малых частот включения, например, в гидротрансформаторах, но малоприспособны для роли механического выпрямителя для МБП, работающей на частоте 200 рад/с и более. В эксцентриковых выпрямителях, предложенных проф. А. А. Благонравовым [3], при расчетном коэффициенте трения 0,06, соответствующем работе стальных поверхностей в масле, внутренние силы получаются значительными, что приводит к уменьшению надежности и увеличению гистерезисных потерь. Существенно уменьшить отношение внутренних сил к полезным удалось в механических выпрямителях осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями [4]. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили надежную работу осевого выпрямителя при частоте колебаний ведущего элемента 200 рад/с и отсутствие проскальзывания между дополнительными рабочими поверхностями под нагрузкой [5]. Однако в таком выпрямителе есть относительное скольжение по основным рабочим поверхностям под нагрузкой. Для уменьшения связанных с ним потерь энергии проф. А. А. Благонравовым было предложено заменить трение скольжения трением качения – установить промежуточные шарики. Такое техническое решение приводит к существенному изменению расчетной модели и уравнений движения элементов выпрямителя. Появляется дополнительная степень свободы, связанная с податливостью пары «шарик-лунка».

На рис. 1 представлена уточненная расчетная схема осевого механического выпрямителя с дополнительными рабочими поверхностями и промежуточными шариками в составе одного потока МБП. За основу взята поступательная модель [2], в которой для наглядности вращательное движение звеньев заменено поступательным.

Система имеет пять степеней свободы. Обобщенные координаты обозначены q_1 - q_5 . Ведущий элемент выпрямителя жестко связан с генератором механических колебаний: $q_1 = -\varphi_0 \cos \omega t$ (здесь φ_0 – амплитуда колебаний; ω – угловая скорость входного вала). Выходной вал переда-

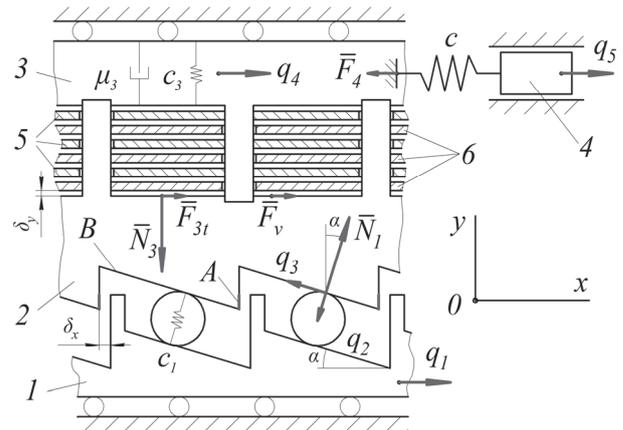


Рис. 1. Расчетная схема осевого выпрямителя с промежуточными шариками:
1 – ведущий элемент; 2 – полуоболочка; 3 – ведомый элемент; 4 – выходной вал передачи; 5 – ведущие диски; 6 – ведомые диски

чи связан со значительными массами (приведенная масса транспортного средства), поэтому будем считать его скорость постоянной $q_5 = \varphi_0 \omega i_T$. Величиной i_T будем задавать режим работы бесступенчатой передачи: $i_T = 0$ при остановленном выходном валу и $i_T = 1$, когда его скорость максимальна и углы закрутки торсионных валов c равны нулю.

Абсолютные декартовы координаты полуоболочки 2 с учетом дополнительной степени свободы q_2 , возникающей из-за установки промежуточных шариков, равны: $x_2 = q_1 - q_2 \sin \alpha - q_3 \cos \alpha$ и $y_2 = -q_2 \cos \alpha + q_3 \sin \alpha$. Для уменьшения трения ведения при свободном ходе механического выпрямителя между ведущими 5 и ведомыми дисками 6 должен быть зазор δ_y , максимальная величина δ_y^{\max} которого ограничена упором А. Величиной $\delta_x = q_2 \sin \alpha + q_3 \cos \alpha$ обозначено отставание полуоболочки от ведущего элемента при выборке зазора δ_y . Будем считать, что $q_2 = 0$ и $q_3 = 0$, когда в статике полуоболочка находится на упоре.

Соппротивлением качения шариков в данной расчетной схеме пренебрегаем. Упруго-диссипативные свойства осевого зазора между ведущими и ведомыми дисками выпрямителя при свободном ходе моделируются коэффициентом вязкого трения μ_3 и коэффициентом упругости c_3 , которые в общем случае являются функциями величин δ_y , $\dot{\delta}_y$ и $\ddot{x}_2 - \dot{x}_3$. Величиной F_v обозначена касательная сила вязкого трения между дисками, также зависящая от δ_y ,

$\dot{\delta}_y$ и $\dot{x}_2 - \dot{x}_3$. Касательная сила трения скольжения $F_{3t} = n f N_3$ (здесь f и n – коэффициент трения и число дополнительных рабочих поверхностей, образованных ведущими и ведомыми дисками). При максимальном осевом зазоре движение полумуфты будет в большей степени определяться силой F_v , а по мере его выборки – силой F_{3t} .

На этапе выборки зазора реакцию N_3 будем определять из равенства

$$N_3 = \mu_3 \dot{y}_2 + c_3 y_2 + f_3 (F_{3t} + |F_v|) \text{sign}(\dot{y}_2). \quad (1)$$

Последнее слагаемое учитывает силу трения в шлицах ведущих и ведомых дисков. При максимальном зазоре коэффициент упругости c_3 будет близок к нулю. По мере сближения дисков и увеличения их контактной площади он будет возрастать и при $\delta_y = 0$ на несколько порядков превысит коэффициент упругости c_1 связи «шарик-лунка». Поэтому при $\delta_y = 0$ фактически будет выполняться уравнение геометрической связи $\delta_y^{\max} = -q_2 \cos \alpha + q_3 \sin \alpha$, следовательно

$$\begin{aligned} q_2 &= q_3 \tan \alpha - \delta_y^{\max} / \cos \alpha; \\ \dot{q}_2 &= \dot{q}_3 \tan \alpha; \\ \dot{x}_2 &= \dot{q}_1 - \dot{q}_3 \cos \alpha (\tan^2 \alpha + 1). \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \delta A_2 &= -N_1 \delta q_2 + N_3 \delta q_2 \cos \alpha - (F_{3t} + |F_v|) \text{sign}(\dot{q}_4 - \dot{x}_2) \delta q_2 \sin \alpha; \\ \delta A_3 &= -N_3 \delta q_3 \sin \alpha - (F_{3t} + |F_v|) \text{sign}(\dot{q}_4 - \dot{x}_2) \delta q_3 \cos \alpha; \\ \delta A_4 &= -(F_{3t} + |F_v|) \text{sign}(\dot{q}_4 - \dot{x}_2) \delta q_4 - F_4 \delta q_4, \end{aligned} \quad (5)$$

где $F_4 = c(q_4 - q_5)$ – сила, возникающая в упругом элементе c .

Дифференцируя по времени частные производные кинетической энергии (4) по обобщенным скоростям и приравнивая их коэффициентам при вариациях обобщенных координат в выражениях (5), записываем систему из трех уравнений Лагранжа II рода. После упрощения с учетом равенства $F_{3t} = n f N_3$ получим дифференциальные уравнения движения по каждой из обобщенных координат:

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{q}_2 &= \sin \alpha (m_2 \ddot{q}_1 + |F_v| \text{sign}[\dot{x}_2 - \dot{q}_4]) - N_1 + \\ &N_3 (\cos \alpha + n f \sin \alpha \text{sign}[\dot{x}_2 - \dot{q}_4]); \end{aligned} \quad (6)$$

Для корректного сравнения коэффициентов упругости c_1 и c выведем формулу приведенной к оси Ox жесткости c_{1x} из условия $c_1 \delta q_2 \sin \alpha = c_{1x} \delta x_2$ (здесь δq_2 – вариация координаты q_2 и соответствующее ей приращение δx_2 координаты полумуфты 2 по Ox) с учетом (2):

$$c_{1x} = c_1 \frac{\tan^2 \alpha}{1 + \tan^2 \alpha}. \quad (3)$$

При $\alpha = 14^\circ$ множитель в правой части (3) получается равен 0,0585, а при $\alpha = 17^\circ$ – увеличивается до 0,0855.

Для составления уравнений Лагранжа II рода выразим кинетическую энергию системы в абсолютном движении через обобщенные координаты и скорости:

$$\begin{aligned} T &= \frac{m_2 (\dot{q}_1 - \dot{q}_2 \sin \alpha - \dot{q}_3 \cos \alpha)^2}{2} + \\ &+ \frac{m_2 (-\dot{q}_2 \cos \alpha + \dot{q}_3 \sin \alpha)^2}{2} + \frac{m_3 \dot{q}_4^2}{2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где m_2 – масса полумуфты; m_3 – масса ведомого элемента выпрямителя; α – угол подъема основных рабочих поверхностей.

Для определения обобщенных сил Q_2 , Q_3 и Q_4 вычисляем элементарные работы действующих на систему сил при возможных перемещениях $\delta q_2 > 0$, $\delta q_3 > 0$ и $\delta q_4 > 0$ соответственно:

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{q}_3 &= \cos \alpha (m_2 \ddot{q}_1 + |F_v| \text{sign}[\dot{x}_2 - \dot{q}_4]) - \\ &N_3 (\sin \alpha - n f \cos \alpha \text{sign}[\dot{x}_2 - \dot{q}_4]); \end{aligned} \quad (7)$$

$$m_3 \ddot{q}_4 = (n f N_3 + |F_v|) \text{sign}(\dot{x}_2 - \dot{q}_4) - c(q_4 - q_5). \quad (8)$$

Уравнения (6)–(8) с учетом (1) позволяют исследовать динамику выборки зазора и процесса включения осевого механического выпрямителя с промежуточными шариками. При их решении необходимо учитывать, что связь, реализуемая по основным рабочим поверхностям B , является односторонней, поэтому при $q_2 \leq 0$ нормальная реакция $N_1 = 0$, а при $q_2 > 0$ $N_1 = c_1 q_2$.

Для оценки влияния податливости в паре «шарик-лунка» на процесс выпрямления механических колебаний на рис. 2 и 3 представлены результаты решения полученных уравнений динамики для $c_{1x}/c=3$ и $c_{1x}/c=1$. При решении в первом приближении были приняты следующие параметры расчетной схемы: $m_2 = m_3$;

$$\sqrt{\frac{c}{m_3}} = 4000; \quad \varphi_0 = 0,25; \quad \delta_x = 0,1\varphi_0; \quad i_T = 0,5;$$

$$\omega = 200 \text{ рад/с}; \quad f = 0,04; \quad f_3 = 0; \quad \mu_3 = 0; \quad c_3 = 0;$$

$$\alpha = 14^\circ; \quad n = 9; \quad F_v = 0,5\varphi_0\omega^2.$$

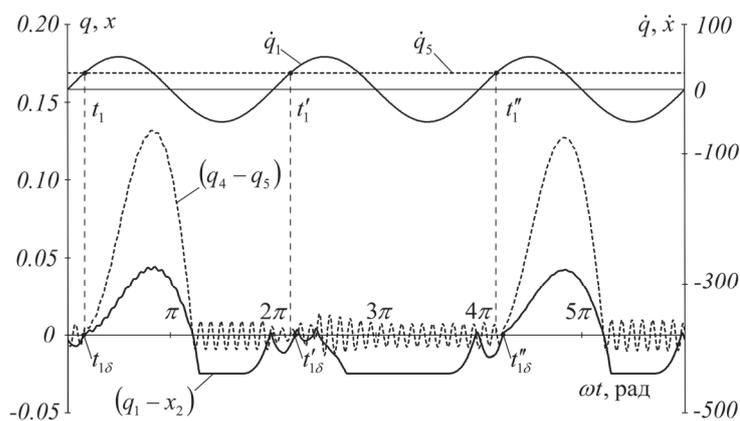


Рис. 2. Решение уравнений движения при $c_{1x}/c=3$

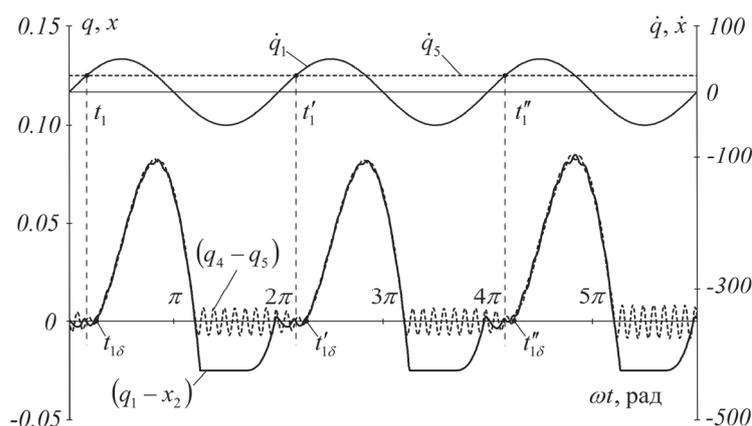


Рис. 3. Решение уравнений движения при $c_{1x}/c=1$

Из графиков, видно, что при увеличении жесткости пары «шарик-лунка» относительно жесткости дополнительного упругого элемента МБП включение становится нестабильным – при $c_{1x}/c=3$ одно колебание пропущено. Точками t_1, t_1', t_1'' обозначены теоретические моменты включения выпрямителя, когда выполняется условие $\dot{q}_1 \geq \dot{q}_5$. Реально же из-за выборки зазора и связанных с ним колебательных процессов включение происходит с запаздыванием в точках $t_{1\delta}, t'_{1\delta}, t''_{1\delta}$.

Для более точного изучения процесса выборки зазора и запаздывания включения выпрямителя необходимо определить величины f_3, μ_3, c_3 и F_v как функции $\delta_y, \dot{\delta}_y$ и $\dot{x}_2 - \dot{x}_3$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. РФ № 2334143 / Благодоров А. А., Ревяков Е. Н. Механическая бесступенчатая передача. Кл F 16H 3/74, 29/04. БИ № 26. 2008.
2. Благодоров, А. А. Механические бесступенчатые передачи / А. А. Благодоров. – Екатеринбург : УрО РАН, 2004. – 204 с.
3. Благодоров, А. А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа / А. А. Благодоров. – М. : Машиностроение, 1977. – 143 с.
4. Благодоров, А. А. Клиновой механизм свободного хода / Пат. РФ № 2070998, МПК F 16D 41/00. – 1996, Бюл. № 36.
5. Благодоров, А. А. Динамика включения механизмов свободного хода импульсной бесступенчатой передачи / А. А. Благодоров, Е. Н. Ревяков, А. А. Воронцов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2006. – № 1. – С. 10–14.

УДК 629.113

*И. М. Рябов, А. В. Поздеев, А. Ю. Соколов, Н. Н. Малинин***КОЛЕСО С ВНУТРЕННЕЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СИСТЕМОЙ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕГО ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: avp24897@mail.ru)

Статья посвящена теоретическому и экспериментальному исследованию динамического гасителя колеса с внутренней пневматической демпфирующей системой.

Ключевые слова: колесо, шина, машина, пневматическая демпфирующая система, динамический гаситель.

The article is devoted to theoretical and experimental investigation of dynamic absorber wheels with internal pneumatic damping system.

Keywords: wheel, bus, car, pneumatic damping system, dynamic damper.

Опыт эксплуатации машин, не имеющих подвески (сельскохозяйственные, строительно-дорожные и специальные машины) показывает, что они при движении по неровным дорогам склонны к раскачиванию вследствие слабого демпфирования вертикальных колебаний кузова пневматическими шинами [1]. Отсутствие подвески упрощает конструкцию этих машин, в связи с чем, их производство увеличивается. Однако для обеспечения плавности хода операторы вынуждены снижать скорость движения, что ухудшает топливную экономичность, уменьшает производительность и эффективность использования этих машин. Из-за малой скорости они создают заторы на дорогах, что также приводит к большим потерям, хотя по мощности двигателя большинство из них могли бы двигаться со скоростью, разрешенной в городах – 60 км/ч.

Одним из способов повышения плавности хода машин, не имеющих подвески, является создание пневматического демпфирования внутри шин, позволяющего обеспечить гашение вертикальных колебаний кузова на шинах без увеличения коэффициента сопротивления качения. Для реализации этого способа было разработано колесо с внутренней пневматической демпфирующей системой [2], схема которого приведена на рис. 1, а чертеж конструкции на рис. 2.

На схеме (рис. 1) видно, что внутри полости шины, имеющей объем V_1 , установлена оболочка 1, полость которой имеет объем V_2 , разделяющая объем шины на две полости сообщающаяся через клапан 2 и дроссельное отверстие 3. Оболочка выполнена в виде полого тора с усеченной нижней частью и установлена на ободе колеса с возможностью осевого вращения. При деформации нижней части шины сжатый воздух перетекает между полостями, что обеспечивает гашение вертикальных колебаний колеса.

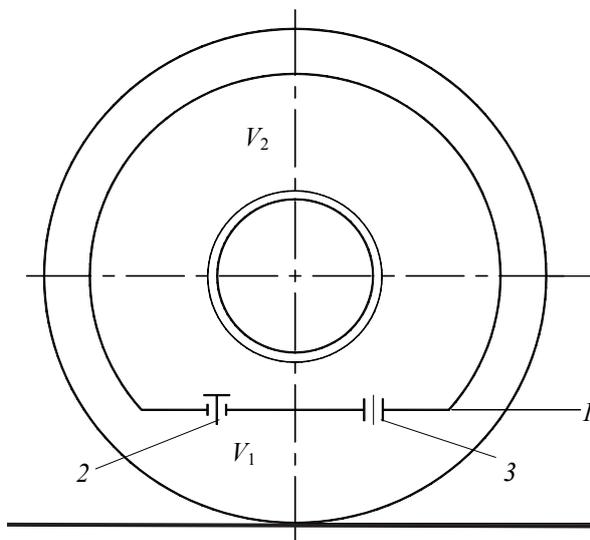


Рис. 1. Схема колеса с внутренней пневматической демпфирующей системой:

1 – неврещающаяся при качении колеса оболочка; 2 – клапан; 3 – дроссельное отверстие; V_1 – объем полости шины; V_2 – объем полости оболочки

На чертеже конструкции колеса (рис. 2) видно, что центр масс O_1 оболочки 3 расположен ниже оси вращения колеса O , что удерживает оболочку от вращения при качении колеса 1.

Для снижения трения оболочки об обод 1 на ней закреплены ролики 5. В части, прилегающей к ободу 1 оболочка имеет утолщение для ограничения деформации шины. Оболочка может быть изготовлена из тех же материалов, из которых изготавливается шина, или из полиуретана. Кроме того, для повышения жесткости она может быть армирована стальной проволокой.

Жесткость усеченной части 4, меньше, чем остальных частей эластичной оболочки 3, что обеспечивает ее прогиб при определенном перепаде давлений между полостями А и Б, как показано пунктирными линиями на рис. 2, и автоматическое снижение демпфирования при высокочастотном возмущении, когда оно не требуется.

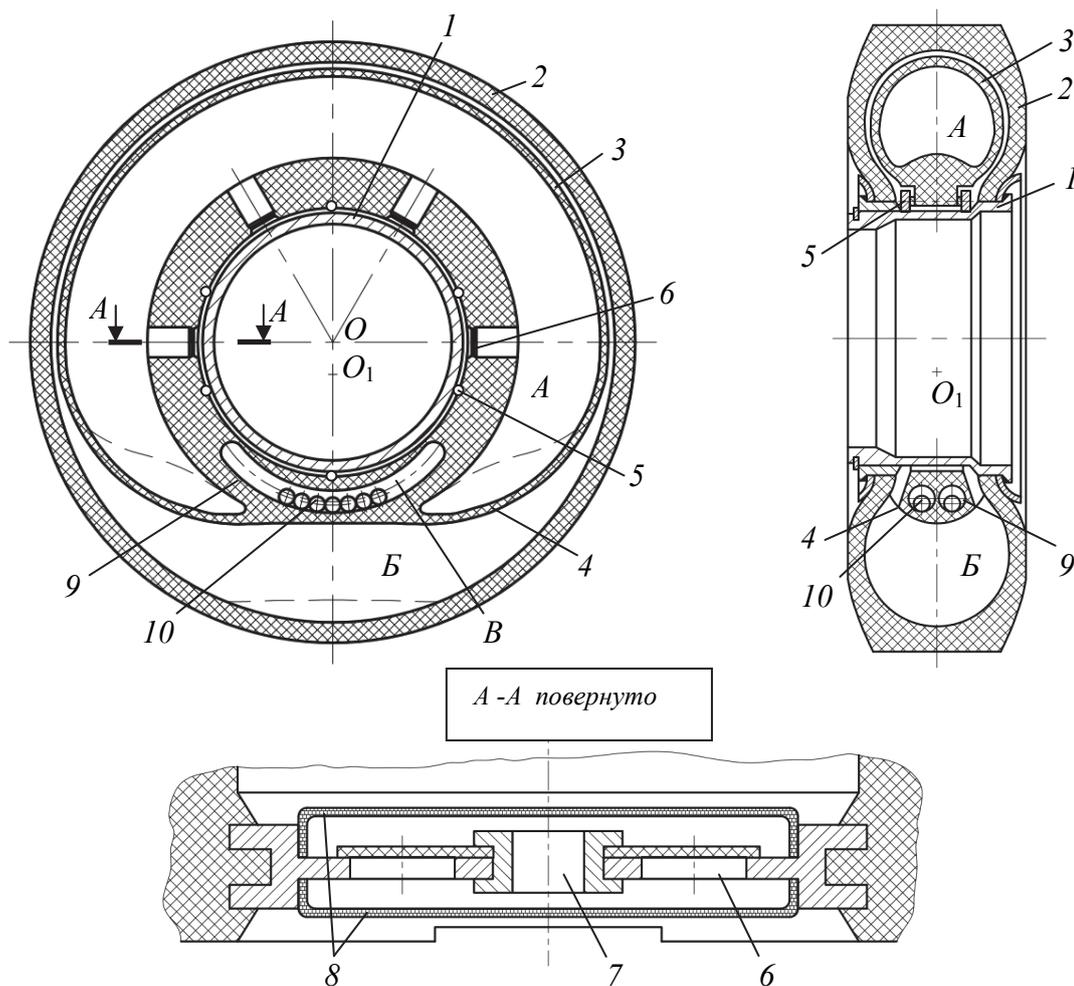


Рис. 2. Чертеж конструкции колеса с воздушным демпфированием:

A – полость оболочки; B – полость шины; B – полость динамического гасителя; O – ось вращения колеса; O_1 – центр масс оболочки; 1 – обод колеса; 2 – шина; 3 – эластичная оболочка; 4 – усеченная часть оболочки; 5 – ролики; 6 – клапаны; 7 – дроссельные отверстия; 8 – фильтры; 9 – гасители крутильных колебаний; 10 – металлические шары

Объем кольцевой полости B (рис. 2) значительно меньше объема эластичной оболочки A , что обеспечивает при вертикальной деформации шины (сжатии) перетекание воздуха из полости B в полость A через клапан b и дроссельное отверстие 7 . При отбое шины воздух перетекает обратно из полости A в полость B только через дроссельное отверстие 7 , что обеспечивает демпфирование вертикальных колебаний машины на шинах.

Фильтры 8 служат для защиты дроссельных отверстий и клапанов от засорения.

При прямолинейном качении колеса по ровной дороге оболочка не вращается, так как ее центр масс расположен ниже оси вращения колеса. При отклонении оболочки от положения равновесия сила ее веса создает восстанавливающий момент, пропорциональный этому отклонению, который возвращает оболочку в устойчивое положение усеченной частью 4 вниз. Деформация нижней части шины постоянна,

объем полости шины B не изменяется и воздух не перетекает через клапаны b и дросселирующие отверстия 7 , вследствие чего эксплуатационные характеристики коэффициента сопротивления качения колеса практически не изменяются, так как трение роликов 5 об обод 1 мало.

При качении колеса на повороте по ровной дороге осевые силы инерции, действующие на оболочку, воспринимаются роликами 5 . Момент трения при этом увеличивается незначительно, и оболочка сохраняет свое устойчивое положение усеченной частью 4 вниз.

При разгоне и торможении транспортного средства оболочка поворачивается так, что ее вертикальная ось симметрии совпадает с направлением результирующего вектора ускорения. Поскольку при разгоне транспортного средства наибольшие горизонтальные ускорения, как правило, не превосходят $0,5g$ (g – ускорение свободного падения), максимальный угол поворота оболочки не превышает 30 градусов.

При торможении транспортного средства с наибольшей интенсивностью горизонтальные ускорения достигают около $0,8g$, и угол поворота оболочки при торможении юзом может достигать 40 градусов. Однако вследствие округления усеченной части 4 оболочка не касается нижней части шины при ее повороте на угол 60 градусов, поэтому «захват» оболочки шиной маловероятен.

При движении по неровной дороге происходит сжатие и отбой нижней части шины. При сжатии и отбое шины с небольшой скоростью (соответствующей резонансным частотам возбуждения колебаний), происходит перетекание воздуха через дросселирующие отверстия 7, что обеспечивает преобразование энергии вертикальных колебаний колеса в тепловую энергию, которая через шину и обод передается атмосферному воздуху.

При сжатии с большой скоростью (соответствующей зарезонансным частотам возбуждения колебаний), вследствие сопротивления клапанов 6 давление в полости *B* повышается и менее жесткая часть оболочки прогибается, ограничивая перепад давлений между полостями *A* и *B* (штриховые линии на рис. 2). При этом перетекание воздуха через дросселирующие отверстия 7 уменьшается, что обеспечивает уменьшение тепловыделения в шине.

При проколе шины воздух из нее выходит, деформация нижней части шины увеличивается, и она «захватывает», то есть начинает вращать оболочку, из которой воздух также выходит через дроссельные отверстия 7. При этом нижняя часть шины 2 опирается на прилегающую к ободу 1 утолщенную часть эластичной оболочки, которая работает как ограничитель деформации шины 2, повышая ее сохранность.

Крутильные колебания оболочки, которые могут возникать при движении колеса по неровностям, разгоне и торможении транспортного средства, уменьшаются динамическим гасителем крутильных колебаний. Он выполнен в виде тороидальных секторов 9, замкнутые внутренние полости *B* которых заполнены час-

точно металлическими шарами 10. Диаметр тороидальных секторов больше диаметра металлических шаров, что обеспечивает возможность их перекачивания при крутильных колебаниях оболочки. Тороидальные сектора создают устойчивое положение оболочки усеченной частью вниз, а трение между шарами обеспечивает гашение крутильных колебаний оболочки. Для оценки работоспособности и выбора рациональных параметров динамического гасителя, было проведено его теоретическое и экспериментальное исследование.

Расчетная схема динамики внутренней оболочки колеса с динамическим гасителем колебаний приведена на рис. 3.

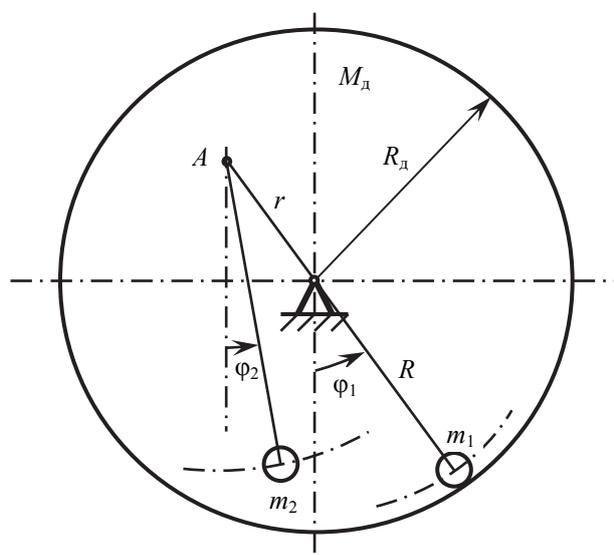


Рис. 3. Расчетная схема динамики внутренней оболочки колеса с динамическим гасителем колебаний:

M_d – масса оболочки; R_d – радиус оболочки; m_1 и m_2 – массы грузов гасителя; R – расстояние от груза m_1 до центра оболочки; r – расстояние от центра оболочки до шарнира A ; k_A – коэффициент неупругого сопротивления вращению в шарнире A ; l – радиус вращения гасителя колебаний относительно оболочки колеса; ϕ_1 – угловая координата оболочки колеса и, соответственно, закрепленного груза; ϕ_2 – угловая координата гасителя колебаний

Математическая модель динамического гасителя крутильных колебаний внутренней оболочки колеса, предназначенная для оптимизации его параметров, представляет собой систему дифференциальных уравнений [3]:

$$\begin{cases} (m_1 R^2 + M_d R_d^2) \ddot{\phi}_1 - k_A \left(\frac{r}{l} - 1 \right) \dot{\phi}_1 + (m_1 g R - m_2 g r) \phi_1 + k_A \left(\frac{r}{l} - 1 \right) \dot{\phi}_2 + m_2 g r \phi_2 = -m_1 R \ddot{x}, \\ (m_1 R^2 + M_d R_d^2) \frac{l}{r} \ddot{\phi}_2 + (m_1 R^2 + M_d R_d^2 + m_2 r^2) k_A \frac{1}{m_2 l r} \dot{\phi}_2 + (m_1 R^2 + M_d R_d^2 + m_2 r^2) \frac{g}{r} \phi_2 - \\ - (m_1 R^2 + M_d R_d^2 + m_2 r^2) k_A \frac{1}{m_2 l r} \dot{\phi}_1 + k_A \dot{\phi}_1 + (m_1 g R - m_2 g r) \phi_1 - k_A \phi_2 = \\ = -m_1 R \ddot{x} - (m_1 R^2 + M_d R_d^2) \frac{1}{r} \ddot{x}. \end{cases} \quad (1)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений (1) была разработана специальная программа. В результате расчетов получены осцил-

лограммы угловых перемещений ϕ_1 и скоростей $\dot{\phi}_1$ динамического гасителя. Один из фрагментов осциллограммы представлен на рис. 4.

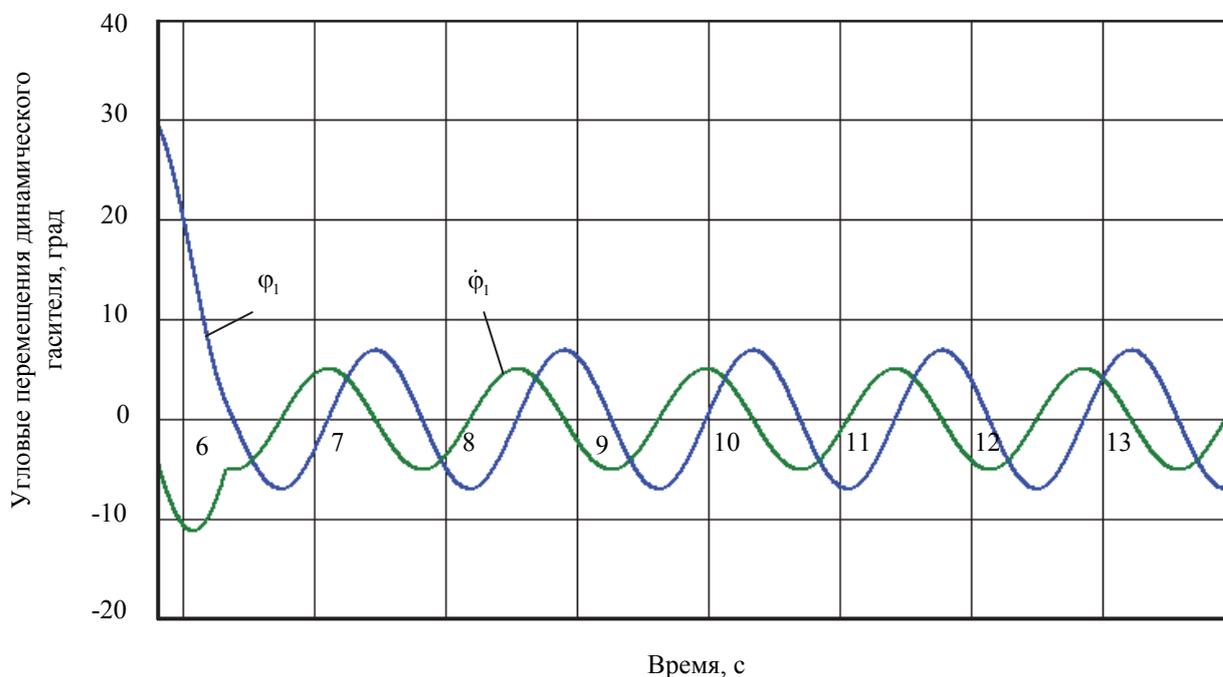


Рис. 4. Осциллограмма угловых колебаний динамического гасителя

Для проверки работоспособности и экспериментального исследования динамического гасителя колебаний оболочки в реальных условиях эксплуатации был изготовлен его опытный образец с использованием серийного декоративного колпака колеса легкового автомобиля, состоящего из двух частей, способных вращаться относительно друг друга. Вид экспериментального динамического гасителя, установленного на заднем колесе автомобиля, приведен на рис. 5.



Рис. 5. Вид экспериментального динамического гасителя крутильных колебаний на колесе автомобиля:
1 — вращающаяся часть вставного декоративного колпака колеса;
2 — шланг с металлическими шарами внутри; 3 — стрелка; 4 — шкала для измерения отклонений гасителя от вертикали

На вращающейся части декоративного колпака 1 был установлен изогнутый шланг 2, имитирующий тороидальный сектор 9 (рис. 5). Внутри шланга помещались крупные металлические шары. Для измерения амплитуды колебаний гасителя производились с помощью стрелки 3, закрепленной на невращающейся части декоративного колпака и шкалы 4.

Испытания экспериментального гасителя крутильных колебаний оболочки проводились в следующих режимах:

- экстренное торможение до остановки автомобиля;
- движение по неровной дороге;
- интенсивный разгон.

Фрагмент осциллограммы колебаний вращающейся части декоративного колпака с динамическим гасителем, полученной методом фотосъемки при экстренном торможении автомобиля (юзом) приведен на рис. 6.

Из осциллограммы (рис. 6) видно, что при торможении юзом оболочка поворачивается на 40° . После остановки автомобиля динамический гаситель быстро возвращает оболочку в исходное положение, в котором она совершает колебания с небольшой амплитудой. Испы-

тания при движении по неровной дороге и интенсивном разгоне показали, что оболочка совершает колебания с небольшой амплитудой,

не влияющей на ее работоспособность. В процессе исследований были выявлены оптимальные параметры динамического гасителя.

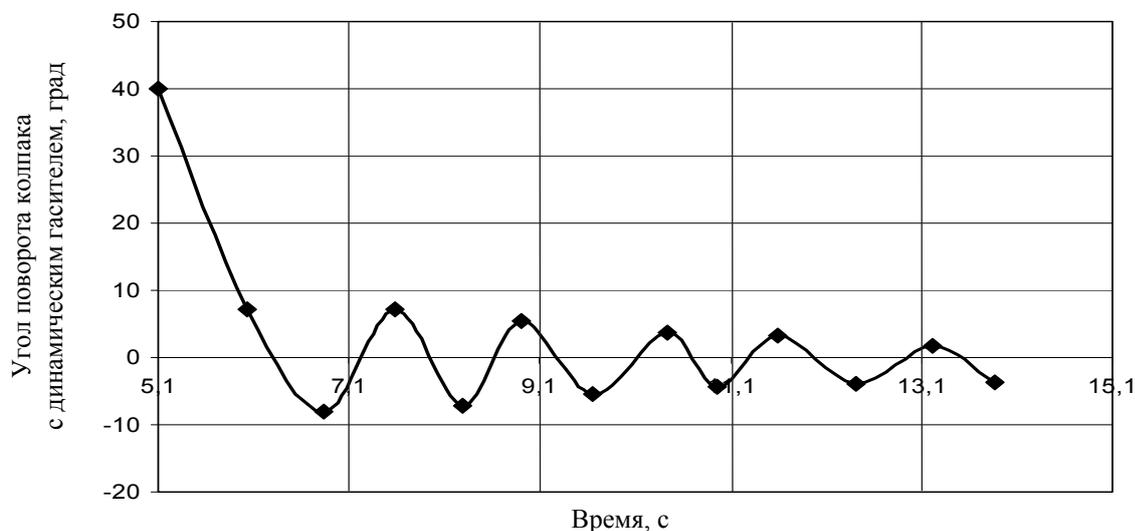


Рис. 6. Оциллограмма угловых колебаний вращающейся части декоративного колпака колеса с экспериментальным динамическим гасителем после торможения юзом

Сравнение расчетной (рис. 4) и экспериментальной (рис. 6) оциллограмм показывает их хорошую сходимость, что подтверждает адекватность разработанной математической модели.

Таким образом, проведенные исследования подтвердили работоспособность колеса с внутренней пневматической демпфирующей системой, поскольку доказали, что динамический гаситель крутильных колебаний оболочки колеса обеспечивает ее устойчивость в основных эксплуатационных режимах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Яценко, Н. Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. – М. : Машиностроение, 1969. – 219 с.
2. Колесо транспортного средства. Пат. 2108240 РФ, МКИ 6 В 60 С 17/00 / Рябов И. М.; ВолгГТУ. – 1998.
3. Рябов, И. М. Математическая модель колеса с пневматической демпфирующей системой для бесподвесочных машин / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. Ю. Соколов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 8 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 2). – С. 51–53.

УДК 669.14:539.431

А. Н. Савкин, А. В. Андроник, М. А. Суханов

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В СРЕДЕ SOLIDWORKS

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: muxej@ya.ru)

Проведен усталостный конечно-элементный анализ верхнего и нижнего рычагов пневматической подвески автомобиля-внедорожника. Описана последовательность действий при расчете и анализе прочности конструктивных элементов в программных комплексах ФРУНД и SolidWorks. Приведены особенности исследования, касающиеся математических аппаратов усталостного анализа. Определены области возможного усталостного разрушения, время службы конструкции.

Ключевые слова: схематизация случайного нагружения по rainflow, усталостное разрушение элемента подвески, спектр нагружения во ФРУНДе, метод конечных элементов в SolidWorks Simulation.

Fatigue finite element analyses of the upper and lower arms of air suspension vehicle were carried out. The sequence of the calculation and analysis of structural elements strength in FRUND and SolidWorks software were described. There are the features of research on the mathematical apparatus of the fatigue analysis. Areas of possible fatigue failure and fatigue life were accepted.

Keywords: schematization of random loading by rainflow, fatigue failure of the suspension, loading spectrum in FRUND, finite-elements in SolidWorks Simulation.

Условия работы автомобильной подвески и ее элементов, как одного из наиболее нагруженных агрегатов автомобиля, различны и зависят от большого количества переменных факторов, таких как качество применяемого материала, дорожные и климатические условия, скорость и время эксплуатации автомобиля, стиль вождения. Так, например дорожные условия могут меняться с ровного асфальта на дорогу с различными выбоинами, уклонами и т. п.

Задача настоящего исследования состояла на основе компьютерного моделирования выявить опасные участки конструкции по накоплению в металле усталостных повреждений и оценить возможный ресурс при неблагоприятных внешних силовых воздействиях.

В инструментах инженерного анализа примером комплекса, позволяющего производить подобные расчеты может служить программный продукт SolidWorks. Применение совершенного математического аппарата, а также повышенные удобства использования расчетных инструментов в единой среде с довольно удобным и понятным интерфейсом моделирования и анализа позволяют выполнять необходимые расчеты различного уровня и сложности [2].

В настоящей работе был проведен усталостный анализ верхнего и нижнего рычагов задней подвески автомобиля-внедорожника. Для определения направлений наибольших нагрузок и их значений, воздействующих на рычаг, использовалась математическая модель автомобиля-внедорожника, созданная в среде программного комплекса инвариантного моделирования динамики систем тел ФРУНД [4].

Принципиальная схема двухрычажной подвески изображена на рис. 1. Исследуемыми объектами в настоящей работе являются верхний 1 и нижний 2 рычаги. В процессе эксплуатации в результате неровностей дорожного полотна на колесо действует переменная сила P_1 в виде спектра нагружения, которая в комплексном воздействии с весом автомобиля G , вызывают реакции в шарнирах P_2 и P_3 . Имеет место силовое воздействие в области середины плеча нижнего рычага от работы амортизатора P_4 .

Автомобиль в процессе эксплуатации испытывает стационарные и нестационарные условия нагружения. Стационарным случаем нагружения автомобиля принято считать прямолинейное движение с постоянной скоростью по дороге определенного типа и постоянным коэффициентом сопротивления движению. Все

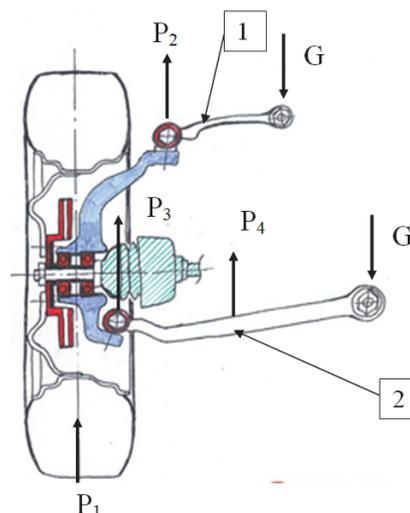


Рис. 1. Схема крепления рычажной подвески автомобиля-внедорожника:
1 – верхний рычаг; 2 – нижний рычаг

остальные случаи считают нестационарными. Исследования настоящей задней подвески были выполнены при стационарном нагружении.

Усталостный анализ в среде SolidWorks Simulation включает выполнение следующих задач: 1) создание 3D-модели исследуемого объекта, с выбором материала конструкции, 2) проведение статического анализа, с различными граничными условиями работы объекта, 3) оценка усталостной повреждаемости на основании заданного спектра нагружения.

Для расчета в SolidWorks 3D-модели конструктивных элементов, созданные в других программных продуктах, были импортированы в формате STEP AP203 (стандарт ISO-10303-21). Рассматриваемые модели были разбиты на равномерную сетку тетраэдральных элементов. Так для верхнего рычага была сформирована сетка из 229613 узлов, 153727 элементов и 671931 степеней свободы, а для нижнего 710511 узлов, 481519 элементов и 2125629 степеней свободы.

После корректной постановки всех условий закреплений и решаемой задачи был выбран решатель. Так в SolidWorks Simulation доступны два алгоритма решения системы линейных уравнений: 1) прямой метод для разреженных матриц (Direct sparse). Этот метод базируется на алгоритме Холесского с использованием компактной схемы хранения матрицы жесткости, обладает наибольшей устойчивостью с точки зрения вычислительного процесса; 2) итерационный компактный метод (FFEPlus). Этот метод основан на разложении Ланшоца и рекомендуется по умолчанию (этот метод использовался в настоящей работе) [5].

Для каждого конечного элемента вычисляется матрица жесткости, произведение которой на столбец перемещений в узлах элемента дает столбец усилий в узлах. В формулы для расчета компонентов матриц жесткости конечных элементов входят модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов. Матрицы жесткости элементов объединяются в глобальную матрицу жесткости $[K]$. Столбцы перемещений u, v, w в узлах $1, 2, \dots, i \dots$ объединяются в общий столбец перемещений $[\Delta]$:

$$[\Delta] = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_k, v_k, w_k, \dots]^T. \quad (1)$$

Усилия в направлении осей x, y, z в узлах отдельных элементов суммируются в глобальный столбец усилий $[p]$:

$$[p] = [p_{1x}, p_{1y}, p_{1z}, p_{2x}, p_{2y}, p_{2z}, \dots, p_{kx}, p_{ky}, p_{kz}, \dots]^T. \quad (2)$$

В результате образуется система линейных уравнений, в которой неизвестными являются перемещения:

$$[K][p]=[\Delta]. \quad (3)$$

Глобальная матрица жесткости является разреженной, имеющей подавляющее количество заведомо нулевых элементов. Система уравнений решается с вычислением столбца перемещений $[\Delta]$. Полученное решение, в частности, соответствует минимуму потенциальной энергии деформированной упругой системы. Для каждого конечного элемента при наличии перемещений в узлах и аппроксимирующей функции рассчитываются деформации. Для параболических элементов (как в нашей задаче), деформации изменяются линейно. По полученным деформациям вычисляются напряжения. На основе компонентов напряженно-деформированного состояния и параметров прочности материала производится вычисление эквивалентных напряжений по критерию прочности Мизеса.

Были получены поля напряжений и выявлены области конструктивных элементов, в которых возможны накопления усталостных повреждений и разрушение (рис. 2).

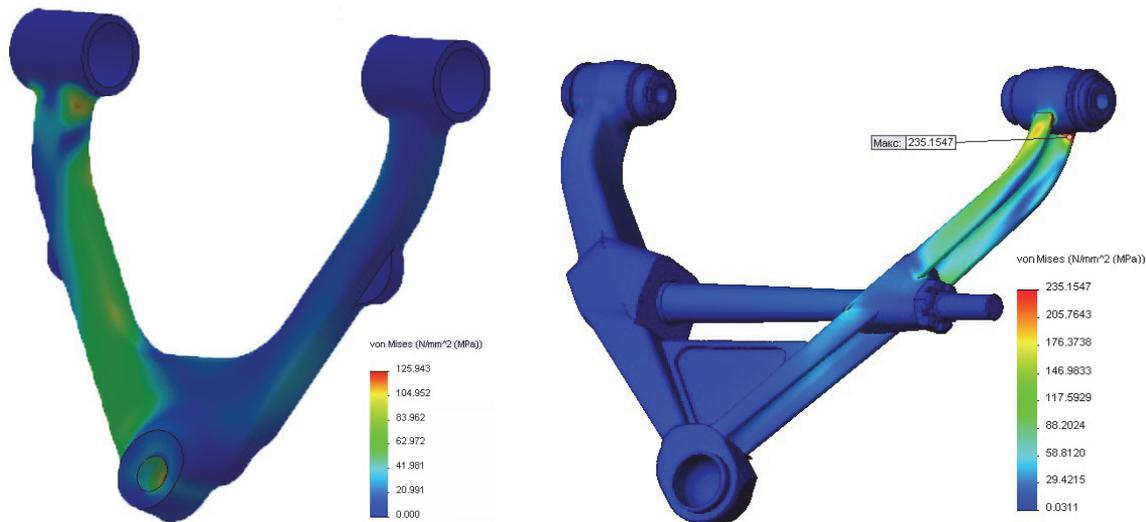


Рис. 2. Эпюры напряжений при комплексном приложении статических сил

Исследование долговечности изделия, испытывающего случайное переменное нагружение в процессе эксплуатации возможно на основании спектра внешнего нагружения, получаемого при контакте колеса с дорожным полотном.

Для определения спектров нагружения исследуемых элементов при внешнем нагружении использовалась математическая модель автомобиля-внедорожника, созданная

в среде программного комплекса инвариантного моделирования динамики систем тел ФРУНД [4].

Усталостный анализ, выполненный в SolidWorks Simulation, представлен эпюрами остаточного срока службы элементов (рис. 3).

Остаточный ресурс при постоянной эксплуатации автомобиля по дороге – булыжник с выбоинами составил 2,12 года службы для верхнего рычага и 1,98 лет для нижнего.

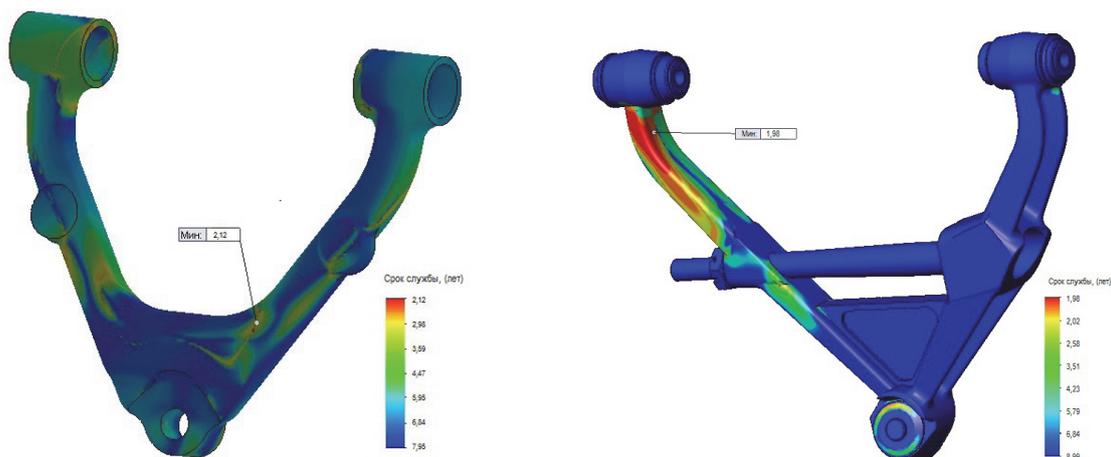


Рис. 3. Эпюра усталостного срока службы рычагов

В итоге выполнения статических и усталостных расчетов можно сделать следующие выводы:

1. Проведена оценка прочности конструктивных элементов подвески автомобиля с применением таких программных продуктов как «ФРУНД» и «SolidWorks», позволяющие выполнить полноценный статический и усталостный расчеты исследуемых объектов.

2. Исследование позволило определить наиболее вероятные местоположения усталостных разрушений и просчитать ориентировочный усталостный срок службы рычагов задней подвески автомобиля внедорожника при самых неблагоприятных условиях эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Й. Раймпель ; пер. с нем. А. Л. Карпухина; под ред. Г. Г. Гридасова. – М. : Машиностроение, 1987.
2. Савкин, А. Н. Анализ прочностных пакетов программ для инженерного расчета конструкций / А. Н. Савкин, А. В. Андроник // Инновационные технологии в обучении и производстве: матер. VII всерос. науч.-практ. конф. (г. Камышин, 22–23 дек. 2010 г.). В 5 т. Т. 5. ВолгГТУ, КТИ (филиал) ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – С. 13–16.
3. Прерис, А. М. Solidworks 2005/2006 : учебный курс / А. М. Прерис. – СПб. : Питер, 2006. – 528 с.
4. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: монография / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. Е. Плетнев, Ю. А. Поляков. – М. : Машиностроение, 2011. – 463 с.
5. Metals Handbook Desk Edition / editor J.R. Davis, 2nd edition, ASM International Handbook Committee, 2001. – 2571 p.
6. Алямовский, А. А. SolidWorks 2007/2008 Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев. – СПб. : БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.

УДК 629.3

А. И.Сергеев

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ПЕРЕКАТЫВАЮЩЕГОСЯ ТИПА

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

(e-mail: trak vc @ mami. ru)

Рассмотрены динамические характеристики электромеханического привода колесного движителя перекатывающегося типа. Определена общая передаточная функция, учитывающая влияние явления формирования опорной поверхности, а также передаточные функции при возмущении по управлению и нагрузке. Определены амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики электромеханического привода. Это позволяет на этапе проектирования транспортных средств с движителем перекатывающегося типа определять параметры бортовой информационно-измерительной системы.

Ключевые слова: Динамические характеристики, электромеханический привод, движитель перекатывающегося типа, опорная поверхность, передаточная функция, амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики.

We consider the dynamic characteristics of the electromechanical actuator paddle wheels roll the type. Determined the overall transfer function that takes into account the influence of the phenomenon of forming a support surface, and transfer functions with perturbation and load management. Amplitude - frequency and phase-frequency characteristics of the electromechanical actuator. This allows the design stage propulsion vehicles are rolled to determine the parameters such as on-board information and measuring system.

Keywords: Dynamic characteristics, electro-mechanical, propeller-type rolls over, the support surface, the transfer function, and frequency and phase response.

Динамические характеристики электромеханического привода колесного движителя перекачивающегося типа (КДПТ) могут быть представлены передаточной функцией формирования опорной поверхности и передаточными функциями работы электромеханического привода с двигателем постоянного тока независимо возбуждения (ДПТ НВ) при возмущении по управлению и при возмущении по нагрузке.

Передаточная функция формирования опорной поверхности определяется дифференциальным уравнением, учитывающим действие упругого, демпфирующего и инерционного моментов, приведенных к валу электродвигателя [1]:

$$M_{дв} = M_y + M_d + M_{и}; \quad (1)$$

$$TJ\ddot{\phi} + J\dot{\phi} + (K_d + TC_{ж})\dot{\phi} + C_{ж}\phi = TM_{дв} + M_{дв}. \quad (2)$$

В этом случае передаточная функция имеет вид:

$$W_1(p) = \frac{\phi(p)}{M_{дв}(p)} = \frac{Tp + 1}{TJp^3 + Jp^2 + (K_d + TC_{ж})p + C_{ж}}. \quad (3)$$

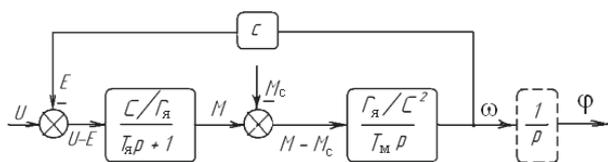


Рис. 1. Структурная схема электромеханического привода колесного движителя перекачивающегося типа

Передаточную функцию для электромеханического привода колесного движителя перекачивающегося типа определим исходя из структурной схемы (рис. 1). Здесь $U = u(p)$ – изображение напряжения питания; $E = e(p)$ – изображение ЭДС двигателя. Если в качестве выходной переменной требуется использовать угол поворота вала электродвигателя ϕ , то в структурную схему вводится дополнительное интегрирующее звено, изображенное на схеме рис. 1 штриховыми линиями.

В общем случае уравнение работы ДПТ НВ имеет вид

$$\left. \begin{aligned} u &= i_{я}r + L \frac{di_{я}}{dt} + k\Phi\omega; \\ M &= k\Phi i_{я}; \\ M - M_c &= J \frac{d\omega}{dt}; \\ u &= i_{в}r_{в} + L_{в} \frac{di_{в}}{dt} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где r – полное активное сопротивление якорной цепи, Ом; L – полная индуктивность якорной цепи, Гн; $k\Phi\omega = E$ – ЭДС вращения якоря, В; $k = \frac{pN}{2\pi a}$ – конструктивный коэффициент двигателя; ω – угловая скорость, c^{-1} ; Φ – магнитный поток возбуждения двигателя, Вб; M, M_c – соответственно момент, развиваемый двигателем, и момент силы плоского движения обода колеса перекачивающегося типа, приведенного к валу электродвигателя, встроенного в опорно-приводное устройство КДПТ [2], Н·м; J – момент инерции привода.

Решение системы (4) относительно угловой скорости ω и момента M , при $c = k\Phi = \text{const}$ и $M_c = \text{const}$ приводит к уравнениям (5)

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2\omega}{dt^2} + \frac{1}{T_{я}} \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{T_{я}T_{м}} \omega &= \frac{1}{T_{я}T_{м}} \left(\frac{u}{c} + \frac{r}{c^2} M_c \right); \\ \frac{d^2M}{dt^2} + \frac{1}{T_{я}} \frac{dM}{dt} + \frac{1}{T_{я}T_{м}} M &= \frac{1}{T_{я}T_{м}} \left(\frac{J}{c} \frac{du}{dt} + M_c \right). \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

В этих уравнениях $\frac{u}{c} = \omega_0$ – угловая скорость идеального холостого хода, $\frac{\text{рад}}{c}$; $\frac{r}{c^2} M_c = \Delta\omega_c$ – статический перепад скорости; $\frac{J}{c} \frac{du}{dt} = M_{дин}$ – динамическая составляющая момента, развиваемого двигателем, при изменении питающего напряжения якоря (возмущение по управлению), Н·м; $T_{я} = \frac{L}{r}$ – электромагнитная постоянная времени якорной цепи, с; $T_{м} = \frac{Jr}{c^2}$ – электромеханическая постоянная времени, с.

Для нулевых начальных условий запишем уравнения (5) в операторной форме

$$\left. \begin{aligned} p^2\omega(p) + \frac{1}{T_{я}} p\omega(p) + \frac{1}{T_{я}T_{м}} \omega(p) &= \frac{1}{T_{я}T_{м}} \left[\frac{U(p)}{c} - \frac{r}{c^2} M_c(p) \right]; \\ p^2M(p) + \frac{1}{T_{я}} pM(p) + \frac{1}{T_{я}T_{м}} M(p) &= \frac{1}{T_{я}T_{м}} \left[\frac{J}{c} pU(p) + M_c(p) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Передаточная функция ДПТ НВ при возмущении по управлению

$$W_2(p) = \frac{\omega(p)}{U(p)} = \frac{k_d}{T_{\text{я}}T_{\text{м}}p^2 + T_{\text{м}}p + 1}. \quad (7)$$

При возмущении по нагрузке

$$W_3(p) = -\frac{\Delta\omega(p)}{M_c(p)} = \frac{rk_d^2}{T_{\text{я}}T_{\text{м}}p^2 + T_{\text{м}}p + 1}, \quad (8)$$

где $k_d = \frac{1}{c}$.

Исходя из выше изложенного, общая передаточная функция будет иметь вид:

$$W(p) = W_1(p) + W_2(p) + W_3(p). \quad (9)$$

Динамические характеристики транспортного средства (ТС) в соответствии со схемой (рис. 1) могут быть представлены в виде амплитудно-частотной и фазочастотной характеристик.

Для их построения предварительно приведем характеристические уравнения (знаменатели выражения (7), (8) к типовому характеристическому уравнению рассматриваемой схемы.

Тогда (7) можем записать в виде

$$\frac{\omega(p)}{u(p)} = \frac{1/c}{T^2p^2 + \xi Tp + 1}, \quad (10)$$

где $T = \sqrt{T_{\text{я}}T_{\text{м}}}$; $\xi = \sqrt{T_{\text{я}}/T_{\text{м}}}$ – коэффициент демпфирования.

Амплитудно-частотные (АЧХ) и фазочастотные характеристики (ФЧХ) работы электромеханического привода движителя перекаत्याющегося типа будем определять с учетом реакций связи возникающих при формировании опорной поверхности КДПТ [3].

Для построения (АЧХ) и (ФЧХ) в выражении (9) принимаем $p = j\Omega$.

Тогда для амплитудно-частотной характеристики можем записать

$$L(j\Omega) = |W(j\Omega)| = \frac{k_d}{\sqrt{(1 - \Omega^2T^2)^2 + 4\xi^2\Omega^2T^2}}, \quad (11)$$

где $\Omega = \frac{\sqrt{4T_{\text{я}}T_{\text{м}} - 1}}{2T_{\text{я}}}$ – частота колебаний свободных составляющих переменных (момента и скорости).

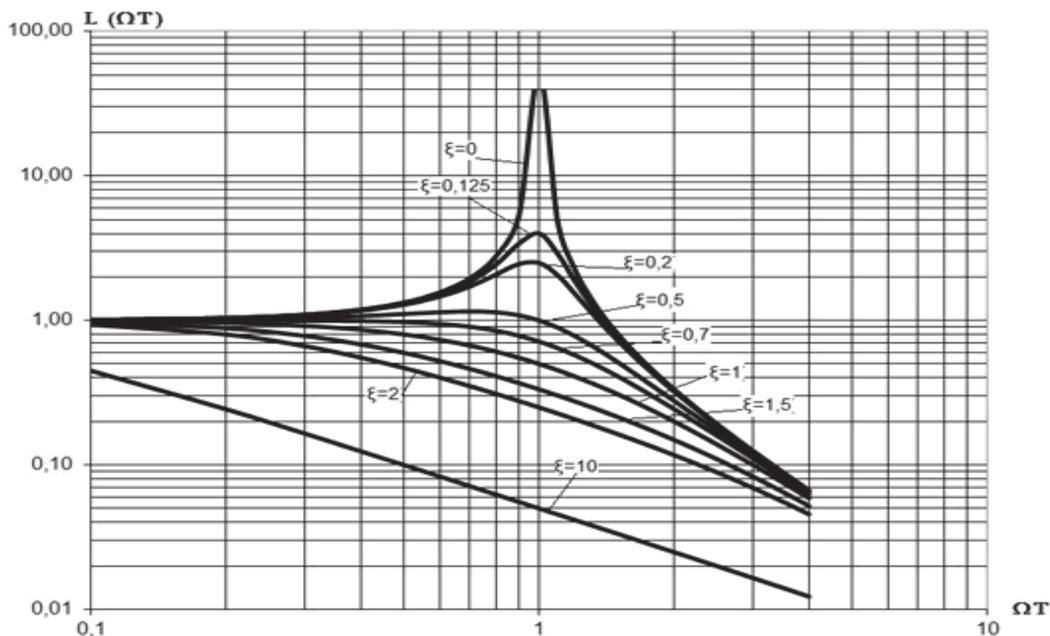


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики электромеханического привода колеса перекаत्याющегося типа

Геометрическая интерпретация АЧХ представлена на (рис. 2). Анализ амплитудно-частотной характеристики показывает, что при стремлении коэффициента демпфирования ξ к нулю возможно возникновение резонанса.

Фазочастотную характеристику будем рассчитывать по формуле (12)

$$\varphi(j\Omega) = -\arctg \frac{2\xi\Omega T}{1 - \Omega^2T^2} \quad (12)$$

Геометрическая интерпретация фазочастотной характеристики представлена на (рис. 3). Анализ фазочастотных характеристик показывает, что при $\Omega T < \omega_0$ вынужденные колебания сдвинуты по отношению к вынуждающей силе (нагрузке) на угол $\varphi < \pi/2$, а при $\Omega T > \omega_0$ – на угол $\varphi > \pi/2$.

Изменение φ от нуля до π происходит в сравнительно узкой области, примыкающей ко вто-

рой резонансной частоте. Крутизна кривых $\varphi(\Omega T)$ в рассматриваемой области тем больше,

чем меньше коэффициент затухания ξ . При $\xi = 0$ изменение φ от нуля до π происходит скачком.

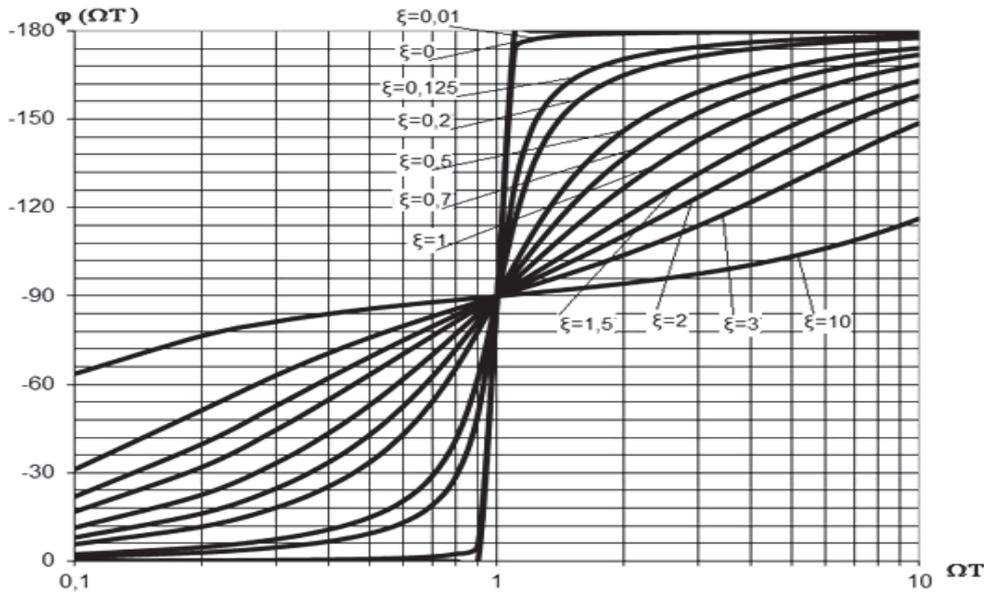


Рис. 3. Фазочастотные характеристики электромеханического привода колес перекатывающегося типа ТС

Таким образом, полученные передаточные функции и амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики позволяют на этапе проектирования транспортных средств с электромеханическим приводом колесных движителей перекатывающегося типа, делать качественную и количественную оценки при разработке бортовой информационно-измерительной системы, способной обеспечивать высокую энергоэффективность работы (ТС) на разных поверхностях движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Сергеев, А. И.* Математическая модель формирования опорной поверхности плоского движения колеса в ведущем режиме / А. И. Сергеев // Известия МГТУ «МАМИ»: научный рецензируемый журнал, № 1(10), 2011. – 289 с.
2. *Сергеев, А. И., Шарипов В. М., Щетинин Ю. С.* Колесный движитель перекатывающегося типа. Патент РФ № 2467890, опубл. 27.10.2012.
3. *Сергеев, А. И.* Математическая модель формирования опорной поверхности движения колесом перекатывающегося типа / А. И. Сергеев, И. В. Черный // Известия МГТУ «МАМИ» № 2(6), 2008. – С. 74–78.

УДК 629.1

Г. А. Чернова, В. Н. Тышкевич, К. А. Бадиков*, Ю. И. Мусеев, Р. В. Заболотный
ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОБУСА

Волжский политехнический институт (ВПИ)
***Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)**
 (e-mail: geronimo855@mail.ru, galina_vat@mail.ru)

В статье приведена методика определения нагрузок в элементах рулевого управления и расчет на статическую и усталостную прочность шарового пальца.

Ключевые слова: рулевое управление, шаровой палец, усталостная прочность.

The article describes a method of determining the loads in the elements of the steering and the calculation of the static and fatigue strength of the ball stud.

Keywords: steering system, steering arm pin, fatigue strength.

В Волжской автоколонне МУП ВАК-1732 с 2006 года введены в эксплуатацию автобусы «Волжанин-32901» вместимостью сидячих мест 25, общих 40 мест. При эксплуатации ав-

тобусов «Волжанин-32901» участились сходы с неисправностями рулевого управления, при которых запрещена эксплуатация их на маршрутах. С 01.01.2012 г. по 1.03.2013 г. на 14 ав-

тобусах их количество составило 62. Виды неисправностей рулевого управления представлены на рис. 1.

Наибольшее количество неисправностей составляет люфт продольных и поперечных рулевых тяг (13, 10 неисправностей соответственно). Также много неисправностей связанных

с заклиниванием рулевого колеса. Предполагается, что все эти неисправности связаны с ускоренным износом пальцев шаровых соединений рулевых тяг. Во время ремонта были разобраны несколько шаровых соединений и проведена проверка твердости пальцев шаровых соединений.

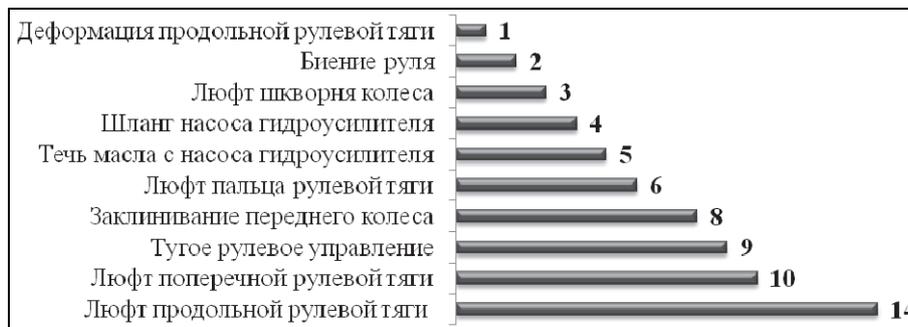


Рис. 1. Неисправности рулевого управления «Волжанин-32901»

Установка шаровых пальцев без термообработки вызывает ускоренный износ трущихся поверхностей: шаровой головки пальца, вкладышей и внутренней части корпуса и как следствие дополнительные сходы автобусов с маршрутов. Изношенные шаровые шарниры влияют на легкость управления, что приводит к ухудшению управляемости автомобиля и ухудшают безопасное управление автобусом. Люфт в шаровом пальце может также вызвать образование люфта в продольной и поперечной тягах. Испытание на стенде показало, что пальцы имеют твердость HRC 26...28.

Шаровой палец, является частью шаровых шарниров – наиболее ответственных узлов рулевого управления, определяющих работоспособность и безопасность их эксплуатации. Поэтому очень важно учитывать значимость данного узла при оценке прочности деталей рулевого управления. На надежность и долговечность работы, определяющих ресурс опоры, оказывают влияние механические свойства материала, вкладыша и пальца, а также стабильность их эксплуатационных характеристик во времени.

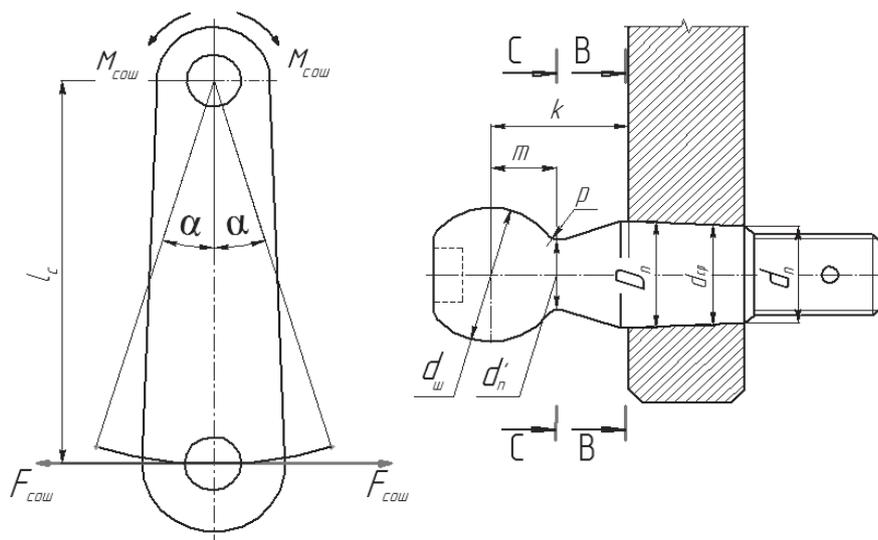


Рис. 2. Расчетная схема сошки и шарового пальца рулевого механизма

Существующие методики [1,2,3] предлагают производить расчет деталей рулевого управления по максимальным напряжениям без

учета переменного характера нагрузки. В рамках проводимой исследовательской работы разработана методика определения нагрузок

в элементах рулевого управления и расчет на статическую и усталостную прочность шарового пальца. Расчет на усталость проведен по ГОСТ 25.504–82 [4] и представлен на примере рулевого управления автобуса «Волжанин-32901».

Расчетная схема сошки рулевого механизма и шарового пальца сошки представлена на рис. 2. Максимальный угол поворота сошки составляет $\alpha = \pm 47^\circ$, и это определяет переменный характер нагружения шарового пальца. На шаровой палец действуют крутящий момент, изгибающий момент, усилия среза и смятия. Опасные сечения - В-В и С-С (см. рис. 2).

Рулевое управление автобуса «Волжанин-32901» имеет гидроусилитель. Согласно ГОСТ Р 52302-2004 [5] усилие на рулевом колесе должно иметь значение 250...450 Н.

Крутящий момент, передаваемый сошкой от рулевого управления с учетом гидроусилителя [6]:

$$M_{\text{сош}} = F_{\text{рк}} \cdot R_{\text{рк}} \cdot U_{\text{рм}} \cdot \eta_{\text{рм}} + \frac{p_{\text{гв}} \cdot \pi D^2 \cdot \eta_{\text{гв}} \cdot S_{\text{гв}}}{4}$$

$$M_{\text{сош}} = 450 \cdot 0,2125 \cdot 23,6 \cdot 0,92 + \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (0,03)^2 \cdot 0,85 \cdot 0,04}{4} = 2317 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $F_{\text{рк}} = 450 \text{ Н}$ – максимальное усилие на рулевом колесе; $R_{\text{рк}} = 212,5 \text{ мм}$ – радиус рулевого колеса; $U_{\text{рм}} = 23,6$; $\eta_{\text{рм}} = 0,92$ – передаточное число и КПД рулевого механизма; $p_{\text{гв}} = 10 \text{ МПа}$ – давление масла в гидроусилителе; $\eta_{\text{гв}} = 0,85$ – КПД гидроусилителя; $D = 30 \text{ мм}$ – диаметр цилиндра гидроусилителя; $S_{\text{гв}} = 40 \text{ мм}$ – ход поршня гидроусилителя.

Усилие на сошке $F_{\text{сош}}$ равно:

$$F_{\text{сош}} = \frac{M_{\text{сош}}}{l_c} = \frac{2317}{0,185} = 12522 \text{ Н},$$

где $l_c = 185 \text{ мм}$ – расстояние от оси вала сошки до оси рулевого пальца.

Напряжение смятия шарового пальца в месте соединения с сошкой:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{сош}}}{d_{\text{ср}} \cdot h} = \frac{12522}{0,018 \cdot 0,020} = 35 \cdot 10^6 \text{ Па} = 35 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 240 \text{ МПа},$$

где $d_{\text{ср}} = 18 \text{ мм}$ – средний диаметр шарового пальца; $h = 20 \text{ мм}$ – толщина сошки в месте установки пальца (см. рис. 2).

Условие прочности выполняется.

Напряжение смятия шаровой головки пальца:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot F_{\text{сош}}}{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2} = \frac{4 \cdot 16416}{3,14 \cdot 0,025^2} = 34 \cdot 10^6 \text{ Па} = 34 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 240 \text{ МПа},$$

где $d_{\text{ш}} = 25 \text{ мм}$ – диаметр шаровой головки пальца (см. рис. 2).

Условие прочности выполняется.

Напряжение среза пальца в сечениях В-В и С-С:

$$\tau_{\text{срВ-В}} = \frac{4 \cdot F_{\text{сош}}}{\pi \cdot D_n^2} = \frac{4 \cdot 12522}{3,14 \cdot 0,02^2} = 40 \cdot 10^6 \text{ Па} = 40 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}] = 100 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{срС-С}} = \frac{4 \cdot F_{\text{сош}}}{\pi \cdot d_n'^2} = \frac{4 \cdot 12522}{3,14 \cdot 0,015^2} = 39 \cdot 10^6 \text{ Па} = 39 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}] = 100 \text{ МПа},$$

где $D_n = 20 \text{ мм}$ $d_n' = 15 \text{ мм}$ диаметры шарового пальца в опасном сечении (см. рис. 2).

Условие прочности не выполняется.

Максимальное напряжение изгиба пальца в сечениях В-В и С-С:

$$\sigma_{\text{изгВ-В}}^{\text{max}} = \frac{M_{\text{В-В}}}{W_{\text{изг}}} = \frac{32 \cdot F_{\text{сош}} \cdot k}{\pi \cdot D_n^3} = \frac{32 \cdot 12522 \cdot 0,021}{3,14 \cdot 0,02^3} = 355 \cdot 10^6 \text{ Па} = 355 \text{ МПа} > [\sigma_{\text{изг}}] = 240 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{изгС-С}}^{\text{max}} = \frac{M_{\text{В-В}}}{W_{\text{изг}}} = \frac{32 \cdot F_{\text{сош}} \cdot m}{\pi \cdot d_n'^3} = \frac{32 \cdot 12522 \cdot 0,011}{3,14 \cdot 0,015^3} = 416 \cdot 10^6 \text{ Па} = 416 \text{ МПа} > [\sigma_{\text{изг}}] = 240 \text{ МПа},$$

где $k = 21 \text{ мм}$ и $m = 11 \text{ мм}$ – расстояния от опасного сечения до центра головки пальца (см. рис. 2).

Условие прочности не выполняется.

Перенапряжение в сечении В-В составляет 48 %, что может вызвать разрушение пальца в этом сечении от изгиба. Большее перенапряжение от изгиба получаем в сечении С-С – 73 %.

При расчете на усталость принимаем, что напряжения от изгиба шарового пальца изменяются по симметричному циклу. Амплитудное напряжение σ_a равно максимальному напряжению от изгиба, поэтому произведен расчет шарового пальца сошки на усталостную прочность.

Принят материал шарового пальца сталь 30 без термообработки. Обработка поверхности пальца – полирование.

Общий коэффициент снижения предела выносливости:

$$K = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v K_A},$$

где K_A – коэффициент влияния анизотропии, при σ_B имеющей значение до 600 МПа $K_A = 0,9$ [4]; K_v – коэффициент влияния поверхностного упрочнения поверхности пальца на предел выносливости. Принимаем $K_v = 1$; $K_{F\sigma}$ – коэффициент влияния качества обработки (шероховатости), для $\sigma_B = 300$ МПа $K_{F\sigma} = 0,9 \dots 0,95$ [4].

В сечении В-В для концентрации напряжений от надрессованной детали при изгибе принимаем $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 2$ по чертежу 1 приложения 2 [3].

Тогда общий коэффициент снижения предела выносливости примет вид:

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v K_A} = \\ = \left(2 + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,9} = 2,35.$$

Коэффициент запаса прочности при изгибе в сечении В-В:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K \cdot \sigma_{изг\ В-В}^{max}} = \frac{250}{2,35 \cdot 355} = 0,30 < [n] = 1,2,$$

где $\sigma_{-1} = 250$ МПа – предел выносливости стали 30 без термообработки.

Проводим аналогичный расчет для сечения С-С.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений $K_\sigma = 0,91$ принимаем по черт. 11 с. 36 [3] при $\rho = 5$ мм (см. рис. 2).

$$K_2 = 1 - \left(1 - \frac{\sigma_{-1}^P}{\sigma_{-1}} \right) \cdot 0,77 \cdot \lg \frac{d_n'}{d_0} = 0,95;$$

$$\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = \frac{K_\sigma}{K_2} = \frac{0,91}{0,95} = 0,96,$$

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v K_A} = \\ = \left(0,96 + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,9} = 1,19.$$

Коэффициент запаса прочности при изгибе в сечении С-С:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K \cdot \sigma_{изг\ С-С}^{max}} = \frac{250}{1,19 \cdot 416} = 0,51 < [n] = 1,2.$$

Условие прочности не выполняется.

Материал является важным фактором, когда говорится об эксплуатационных свойствах шаровых шарниров, таких как предел прочности, коррозионная стойкость, износостойкость, усталостная прочность, которые влияют на ресурс всего рулевого управления. Расчет показал, что сталь 30 без термообработки для шарового пальца, используемого в автобусе «Волжанин-32901», не позволяет достичь допустимого уровня прочностной надежности. Несмотря на большую площадь сечения В-В коэффициент его запаса прочности при изгибе почти в 4 раза меньше допускаемого, в отличие от сечения С-С, площадь которого меньше, а запас прочности больше. Однако и он меньше допускаемого в 2,35 раза. Для того чтобы запас прочности был равен или больше допускаемого, нужно диаметр пальца в сечении В-В увеличить до 35 мм, а в сечении С-С до 20 мм. Однако более эффективным методом будет применение, при изготовлении пальца, стали с более высокой степенью твердости, например сталь 40 или 45 или применять сталь 30 с термообработкой. Этим самым увеличится допускаемое напряжение изгиба с 240 МПа до 270 МПа. Это позволит не увеличивать размеры шаровой опоры и повысит прочность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гольд, Б. В. Теория, конструирование и расчет автомобиля / Б. В. Гольд, В. С. Фалькевич. – М.: МАШГИЗ, 1975. – 535 с.
2. Лукин, П. П. Конструирование и расчет автомобиля: учебник / П. П. Лукин, Г. А. Гаспорянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
3. Осепчугов, В. В. Автомобиль: учебник / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
4. Расчеты и испытания на прочность: ГОСТ 25.504–82. – Введ. 1982–05–18. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 80 с.
5. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний: ГОСТ Р 52302–2004. – Введ. 2004–12–30. – М.: Изд-во стандартов, 2005, 27 с.
6. Чернова, Г. А. Расчет сошки рулевого управления автобуса «волжанин-4298» / Г. А. Чернова, К. А. Бадиков, Т. А. Щипцова // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 8 (ч. 1). – С. 12–13.

УДК 629.113

В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, К. О. Долгов, Е. В. Клементьев

**УЛУЧШЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОГО ДИАГНОСТИЧЕСКОГО СТЕНДА
С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ЕГО ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
И УЛУЧШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ts@vstu.ru)

В статье приводятся результаты проведенного исследования виброн нагруженности испытательного стенда, в результате которого предложен комплекс конструктивных мероприятий, направленных на улучшение точности производимых на нем измерений.

Ключевые слова: автомобиль, испытательный стенд, виброн нагруженность, скоростная характеристика двигателя, резонанс, частота колебаний.

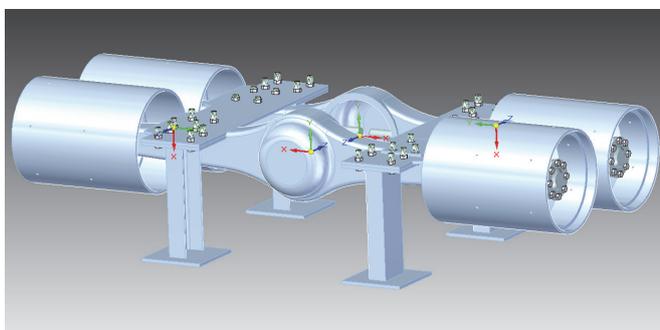
This article presents results of research of vibration loading of test stand. As the result of this research complex of structural changes which leads to increasing of accuracy of measures on this stand was proposed.

Keywords: car, test stand, vibration loading, enginespeed characteristic, resonance, oscillation frequency.

Несколько лет назад на кафедре АТС был разработан и изготовлен многофункциональный стенд для диагностики автотранспортных средств с приводом от собственного двигателя (рис. 1) [1]. Одной из заявленных возможностей стенда является снятие полной внешней характеристики двигателя, а также его характеристик на частичных режимах [8].

В процессе эксперимента с помощью тор-

мозных механизмов стенда реализуется плавное нарастание момента сопротивления, действующего через ролики на ведущие колеса АТС. При этом с помощью датчиков регистрируется изменение скорости вращения роликов стенда, тяговое усилие, реализуемое на буксировочных кронштейнах АТС и момент сопротивления роликов, определяемый через давление жидкости в тормозной системе [2, 3].



а



б

Рис. 1. Внешний вид многофункционального испытательного стенда

Проведенные предварительные исследования по снятию частичных характеристик двигателя на стенде показали следующие результаты. При увеличении момента сопротивления роликов стенда выше некоторого порогового значения, возникают интенсивные колебательные процессы (105-я секунда на рис. 2), как на несущих (корпусных) элементах стенда, так и в передающих крутящий момент узлах.

Кроме того, сам стенд имеет свои динамические характеристики: частоту собственных линейных и изгибных колебаний корпусных элементов, а также частоты крутильных колебаний участков валопровода, соединяющего

ролики стенда между собой и образующего замкнутый силовой контур через колеса АТС. Из этого следует, что стенд может стать источником колебаний и вибраций, возникающих при совпадении одной или нескольких собственных частот стенда с частотой внешних нагружающих воздействий, генерируемых диагностируемым АТС [5, 6]. Возникающие при выполнении исследований вибрации негативно влияют на точность проводимых измерений. Для снижения динамической нагруженности узлов и механизмов стенда, возникающей при снятии эксплуатационных характеристик АТС, необходимо провести его полный динамический

анализ, по результатам которого предложить комплекс конструктивных мероприятий, на-

правленных на усиление его корпусных элементов [4, 7].

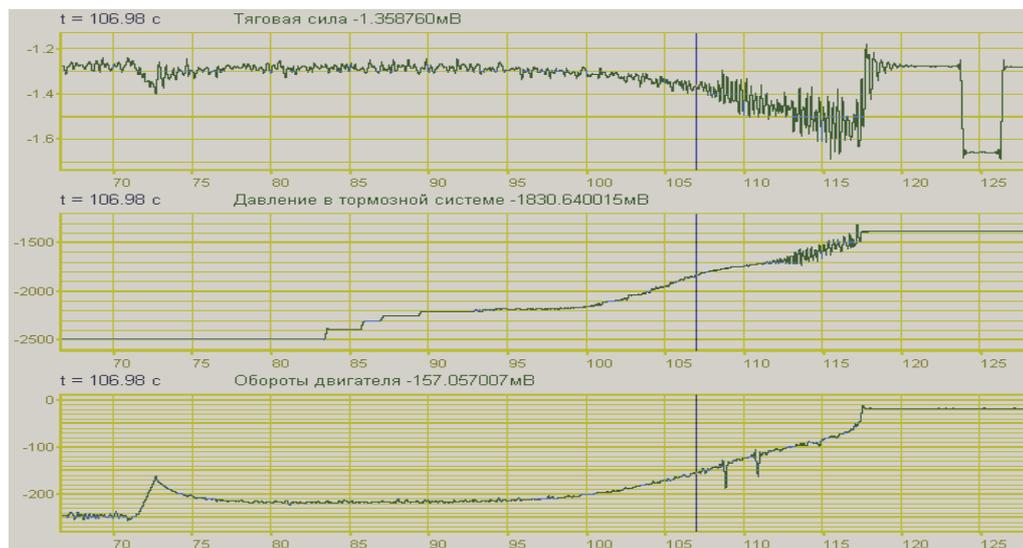


Рис. 2. Снятые на стенде осциллограммы скоростных и мощностных характеристик двигателя¹

Для исследования линейных и изгибных колебаний корпусных элементов стенда разработана его 3D-модель в системе автоматизированного проектирования *SolidWorks* (рис. 1). С целью определения собственных частот колебаний несущих элементов конструкции стенда был проведен его модальный анализ с использованием встроенного

в комплекс решателя *NX Nastran 7.1*. Практический интерес вызывают лишь низшие формы и частоты собственных колебаний, поэтому для сокращения времени анализа расчет проводился только для колебаний в диапазоне от 0 до 200 Гц.

Результаты модального анализа стенда приведены в табл. 1.

Таблица 1

Форма	1	2	3	4
Частота, Гц	80,64	104,3	127,3	141,9
Перемещение	Поперечно-угловой сдвиг	Вертикальное скручивание	Продольно-угловой сдвиг	Поперечное скручивание

Анализ частот и форм колебаний стенда позволил выявить участки, которые подвергаются наибольшим деформациям при вынужденных колебаниях с близкими к собственным частотам внешними воздействиями. Полученная информация позволяет расположить дополнительные связывающие элементы, обеспечивающие более высокую жесткость и прочность конструкции в наиболее оптимальных местах, а именно:

первая форма колебаний (80,64 Гц), – опорные стойки стенда попарно связать диагональными растяжками в поперечной плоскости;

вторая форма колебаний (104,3 Гц), – усилить жесткость опорных пластин для увеличения их сопротивления изгибу и кручению; к пластинам в продольной плоскости необходимо добавить один или несколько профильных элементов;

третья форма колебаний (127,3 Гц), – опорные стойки попарно связать между собой диагональными растяжками в продольной плоскости;

четвертая форма колебаний (141,9 Гц), – достаточно усилить жесткость опорных пластин для увеличения их сопротивления изгибу и кручению.

В разработанную 3D-модель стенда добавлены дополнительные связывающие элементы по приведенным выше рекомендациям (рис. 3). Для измененной конструкции стенда проведен аналогичный модальный анализ с выявлением частот и форм линейных и изгибных колебаний в диапазоне от 0 до 200 Гц. Полученные результаты сведены в табл. 2.

¹ Для получения внешней скоростной характеристики двигателя и его характеристик на частичных режимах приведенные на рисунке осциллограммы впоследствии обрабатывались по специальному алгоритму в разработанной на кафедре АТС программе.

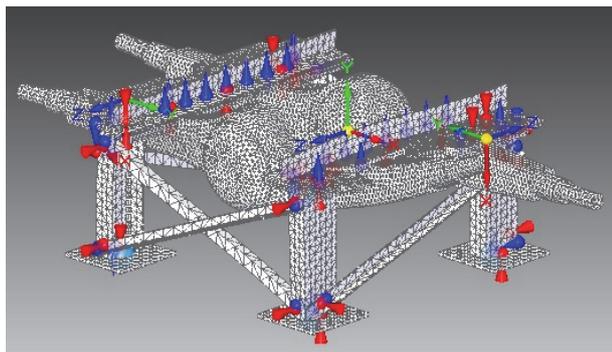


Рис. 3. Конечно-элементная модель корпусных элементов стенда, снабженная дополнительными растяжками

Предложенные конструктивные мероприятия позволили значительно увеличить жесткость несущей конструкции стенда, тем самым сместить спектр собственных частот стенда в область высокочастотных колебаний и снизить вероятность возникновения резонансных явлений.

Для исследования крутильных колебаний стенда разработана динамическая модель объекта, включающего в себя вращающиеся части стенда и элементы ходовой системы испытываемого АТС. Динамическая модель объекта представлена на рис. 4.

Таблица 2

Форма	1	2	3	4
Частота, Гц	143	151,1	157,8	159,6
Перемещение	Поперечно-угловой сдвиг	Вертикальное скручивание	Продольно-угловой сдвиг	Поперечное скручивание

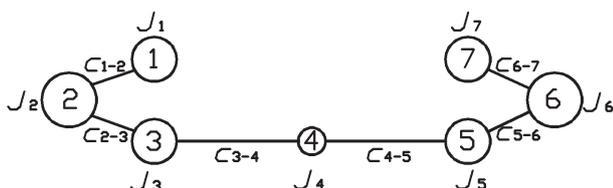


Рис. 4. Крутильно-колеблющаяся модель стенда

Упруго-инерционные параметры стенда были определены с помощью программного комплекса *Dasp*, разработанного на кафедре АТС ВолгГТУ. Упруго-инерционные параметры системы представлены в табл. 3.

Таблица 3

Инерционные и упругие характеристики системы

№ участка	Наименование детали	∑ Момент инерции, кг*м ²
1, 3, 5, 7	Ролик стенда	1.245
2, 6	Колесо испытываемого АТС	0.6-1.5
4	Соединительная муфта	0.0005
№ участка	Наименование участка	∑ Жесткость участка, Н*м/рад
1-2, 2-3, 5-6, 6-7	Тангенциальная жесткость шины	47780
3-4	Полуось стенда	8027.7
5-6	Полуось стенда	8027.7

С помощью программного комплекса *DASP* были определены собственные частоты крутильных колебаний системы: *Диагностический стенд-Испытываемое АТС*. Полученные соб-

ственные частоты приведены в табл. 4. Частоты возмущающих воздействий, вызывающих крутильные колебания в системе от 7,5 до 8,0 Гц, инициируются со стороны ходовой системы автомобиля при вращении колес с угловой скоростью ≈50 рад/с, что соответствует скорости движения автомобиля 45–48 (км/ч).

Возмущения, способные вызвать резонансные явления со второй и третьей собственными частотами, находятся вне зоны развиваемых на стенде скоростей движения диагностируемых транспортных средств. Таким образом, максимальная динамическая нагруженность многофункционального стенда, возникающая вследствие резонансных явлений на участках между вращающимися деталями стенда и колесами испытываемого АТС, может быть зафиксирована лишь при скоростях движения 45–48 км/ч, что соответствует 7,5–7,8 Гц.

Таблица 4

Собственные частоты крутильных колебаний для различных значений моментов инерции колес испытываемого АТС

Изменяемые параметры	Собственные частоты крутильных колебаний, Гц					
	1	2	3	4	5	6
$J_2, J_6=0,175$	7,8	22,1	24,1	79,1	79,2	901,8
$J_2, J_6=0,3$	7,52	21,94	23,86	62,78	62,93	901,9
$J_2, J_6=0,525$	7,52	21,94	23,86	62,78	62,93	901,9

Для снижения крутильных колебаний, возникающих в системе *Диагностический Стенд –*

Испытуемое АТС, в нее рекомендуется включить демпфирующий элемент или упругую муфту. Это может быть как инерционный или маятниковый демпфер, так и упругая муфта с нелинейной характеристикой. Конструктивно наиболее благоприятным местом расположения демпфирующего устройства является участок, соединяющий полуоси стэнда. Анализ расчетных данных показал, что именно на полуосях стэнда находятся узлы колебаний низших частот.

Для указанного места расположения упругой муфты определены собственные частоты крутильных колебаний стэнда при различных значениях ее угловой жесткости. Полученные результаты исследования показали, что изменение жесткости упругой муфты практически не влияет на низшие собственные частоты крутильных колебаний стэнда, попадающие в зону эксплуатационных воздействий. Таким образом, необходима разработка специального упруго-демпфирующего устройства, позволяющего снизить крутильные колебания, возникающие на участках передачи крутящего момента стэнда.

В работе определены частоты и формы собственных линейных, изгибных и крутильных колебаний диагностического стэнда. По результатам проведенного анализа предложен комплекс конструктивных мероприятий, направленных на снижение вибронегативности стэнда, возникающей в результате совпадения одной или нескольких собственных частот с частотами внешних воздействий, генерируемых испытываемым АТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. П. м. 78745 Российская Федерация, МПК В 60 Т 17/22, G 01 L 5/28. Испытательный стэнд / И. В. Ходес, Н. С. Соколов-Добрев, Н. В. Лянник; ГОУ ВПО ВолгГТУ. – 2008.
2. Ходес, И. В. Многофункциональный стэнд для диагностики АТС с приводом от собственного двигателя / И. В. Ходес, Н. С. Соколов-Добрев // Грузовик. – 2009. – № 10. – С. 40–43.
3. Ходес, И. В. Многофункциональный стэнд с приводом от испытуемого АТС / И. В. Ходес, Н. С. Соколов-Добрев, Е. Е. Арчибасов // Прогресс транспортных средств и систем – 2009: матер. междунар. н.-пр. конф., Волгоград, 13–15 окт. 2009 г.: в 2 ч. Ч. 1 / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2009. – С. 164–165.
4. Формирование динамических характеристик силовой передачи стэнда для испытания трансмиссий / В. В. Шеховцов, И. В. Ходес, Н. С. Соколов-Добрев, К. В. Шеховцов // Техника машиностроения. – 2012. – № 1. – С. 42–49.
5. Влияние жесткости связи корпусных деталей трансмиссии с рамой на нагруженность силовой передачи / З. А. Годжаев, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 10. – С. 31–35.
6. Влияние колебаний корпусных деталей на нагруженность участков силовой цепи / З. А. Годжаев, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко // Техника машиностроения. – 2009. – № 1. – С. 23–35.
7. Методы исследования динамических процессов в узлах силовых передач и системах поддрессирования гусеничных сельскохозяйственных тракторов: учеб. пособ. (гриф). Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов / М. В. Ляшенко, В. В. Шеховцов, Е. М. Дейниченко, Н. С. Соколов-Добрев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2009. – 150 с.
8. Оценка энергетических параметров двигателя при испытании на стэнде от собственного привода [Электронный ресурс] / О. А. Бажин, Н. С. Соколов-Добрев, И. В. Ходес, С. В. Шелухин // Молодежь. Наука. Инновации : матер. I междунар. науч.-практ. конф. / Пензен. филиал РГУИТП. – Пенза, 2010. – С. <http://www.rgu-penza.ru/mni/>.

УДК 629.114.2.042.027

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

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ СО ШТАТНЫМИ И ДИНАМИЧЕСКИМИ ВИБРОИЗОЛЯТОРАМИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: shehovtsov@vstu.ru)

В статье методами математического моделирования выполнена сравнительная оценка виброзащитных свойств систем поддрессирования кабин тракторов со штатными и динамическими гасителями колебаний.

Ключевые слова: кабина, штатный виброизолятор, динамический виброизолятор.

The article describes the principle of dynamic vibration absorbers operating and the tractor cabin vibration isolation construction, which operates on this principle.

Keywords: cabin, vibration isolator, dynamic vibration absorbtion.

На кафедре «Автомобиле- и тракторостроение» ВолгГТУ создано стендовое оборудование для испытаний виброизоляторов [2, 3, 4, 5, 6, 7], на котором выполнены испытания штатных ре-

зинометаллических виброизоляторов кабин тракторов семейств ДТ и ВТ производства ВГТЗ. Результаты исследования их статической осевой жесткости приведены в [1, 3] и на рис. 1.

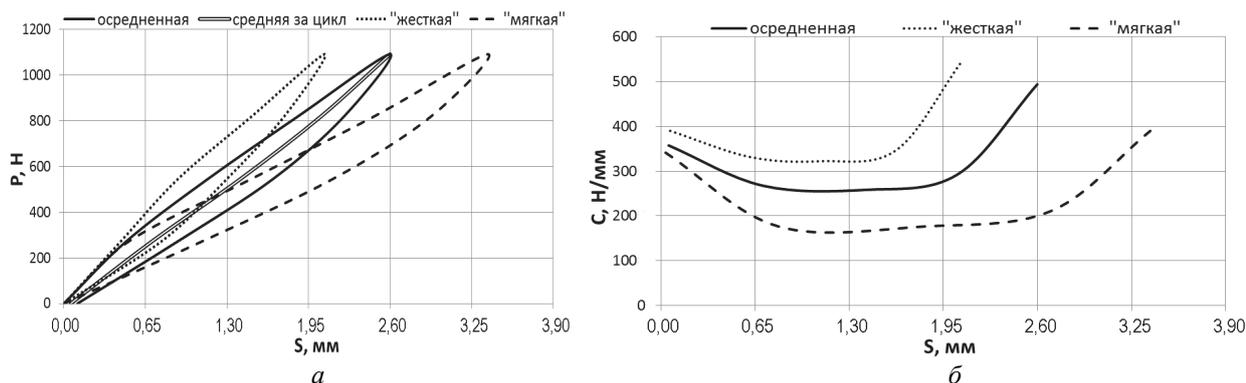


Рис. 1. Зависимость осевой жесткости виброизоляторов от:
a – нагрузки; *б* - деформации

Как видно из графиков, упругий ход виброизоляторов даже при максимальной нагрузке составляет 2,6 мм (осредненная характеристика). Такой упругий ход может быть достаточным для гашения средне- и высокочастотных колебаний, но недостаточен для защиты рабочего места

оператора от низкочастотных вибровоздействий со стороны рамы трактора. Авторами предложены конструкции виброизоляторов с улучшенными виброзащитными свойствами [9], в частности, работающих по принципу динамического гашения колебаний (рис. 2).

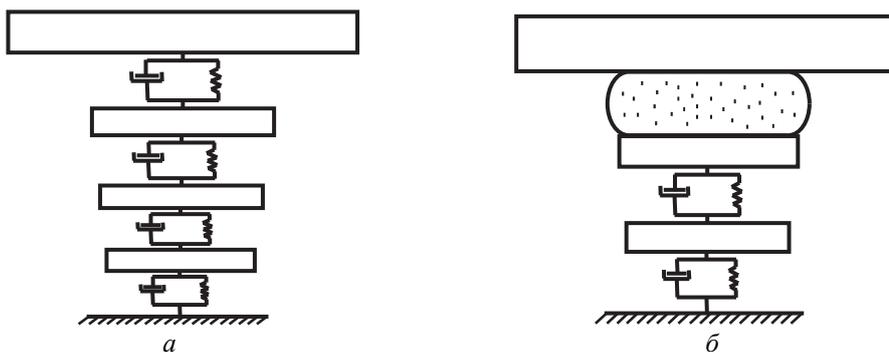


Рис. 2. Схемы динамических виброизоляторов:
a – с тремя подвижными массами; *б* – с двумя подвижными массами и пневмоэлементом

С помощью разработанной программы в пакете MatLab определены значения подвижных масс и упругодемпфирующие параметры расположенных между массами упругих элементов виброизолятора (рис. 2, *a*) с тем, чтобы частичные частоты колебаний каждой массы соответствовали основным частотам спектра экс-

плуатационных воздействий на кабину. В пакете «Универсальный механизм» создана пространственная модель [8] гусеничной ходовой системы и систем подрессоривания остова, двигателя, кабины и сиденья трактора (рис. 3), на основе которой выполнены расчетные исследования.

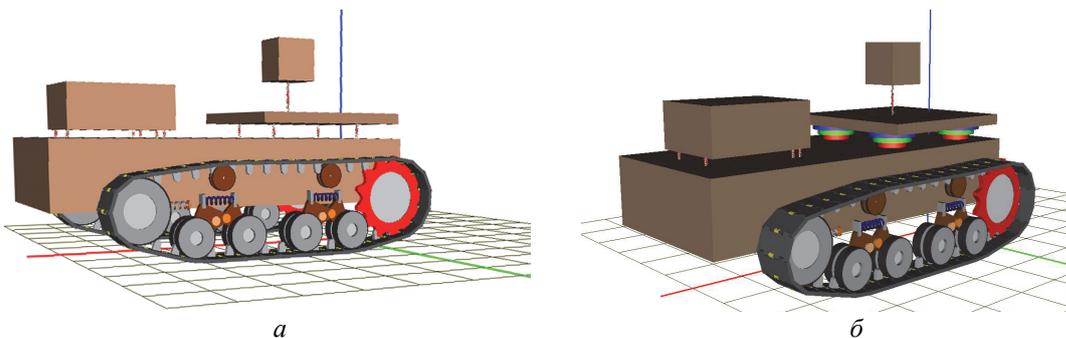


Рис. 3. Пространственная модель:
a – со штатными; *б* – с динамическими гасителями

Выполнены исследования колебаний подрессоренных масс при движении трактора с крюковой нагрузкой и без нагрузки на 3 и 7 передачах по ровной поверхности и по полигонам с единичными, периодическими и случайными неровностями. Образцы полученных цифровых осциллограмм приведены на рис. 4.

Ввиду того, что наиболее важное значение для условий труда оператора имеют ускорения рабочего места при вертикальных и продольно-угловых колебаниях, на рис. 4 показаны осциллограммы изменения ускорений кабины и сиденья. Графики для штатных виброизоляторов обозначены цифрой 1, для динамических – 2.

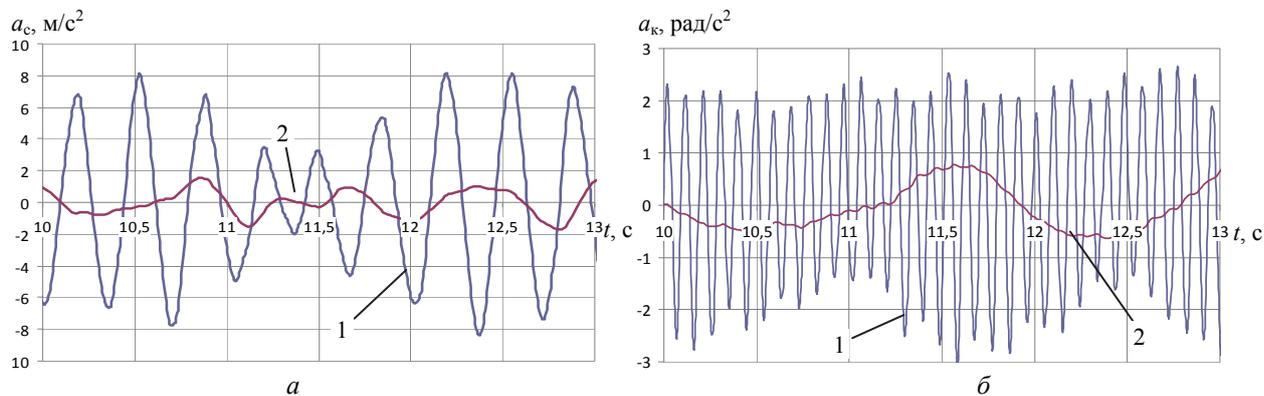


Рис. 4. Примеры сравниваемых осциллограмм:
a – вертикальные ускорения сиденья. Периодическая неровность. 7 передача с крюковой нагрузкой;
б – угловые ускорения кабины. Случайная неровность. 3 передача без крюковой нагрузки

Сравнение всего комплекта полученных осциллограмм свидетельствует о том, что при установке динамических виброизоляторов кабины в рассмотренных случаях движения вертикальные и продольно-угловые ускорения кабины и сиденья снижаются (таблица и рис. 5), при этом:

- вертикальные ускорения сиденья на частоте 2 Гц снижаются в 1,5 раза, на частоте 3 Гц – в 3,5 раза, на частоте 10 Гц – в 4 раза;
- вертикальные ускорения кабины на частоте 4 Гц снижаются в 1,7 раза, на частоте 7 Гц – в 2,5 раза, на частоте 11 Гц – в 8,4 раза, на частоте 17 Гц – в 9,6 раза, на частоте 18 Гц – в 10 раз;
- продольно-угловые ускорения кабины и сиденья на частоте 3 Гц снижаются в 2,5 раза, на

частоте 5 Гц – в 2,8 раза, на частоте 11 Гц – в 3,6 раза, на частоте 14 Гц – в 4,9 раза, на частоте 17 Гц – в 8 раз.

Вертикальные колебания сиденья					
Частота, Гц	2	3	10		
$a_{с шт}/a_{с дин}$	1,5	3,5	4		
Вертикальные колебания кабины					
Частота, Гц	4	7	11	17	18
$a_{к шт}/a_{к дин}$	1,7	2,5	8,4	9,6	10,0
Угловые колебания сиденья и кабины					
Частота, Гц	3	5	11	14	17
$a_{ск шт}/a_{ск дин}$	2,5	2,8	3,6	4,9	8,0

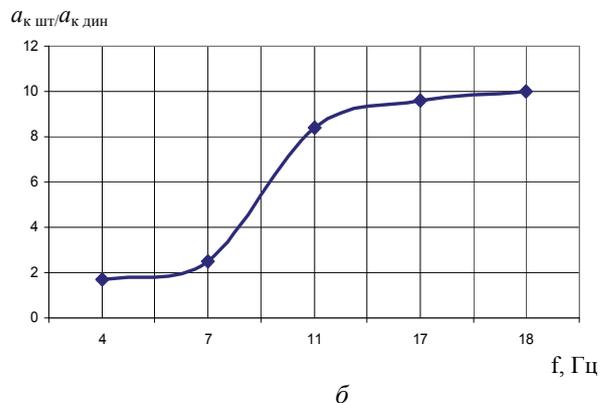
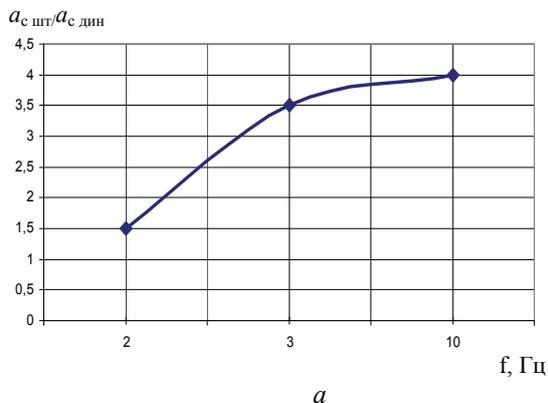


Рис. 5. Сравнение эффективности систем подрессоривания кабины со штатными и динамическими виброизоляторами (см. также с. 57):
a – снижение амплитуд вертикальных ускорений сиденья; *б* – снижение амплитуд вертикальных ускорений кабины; *в* – снижение амплитуд угловых ускорений сиденья и кабины

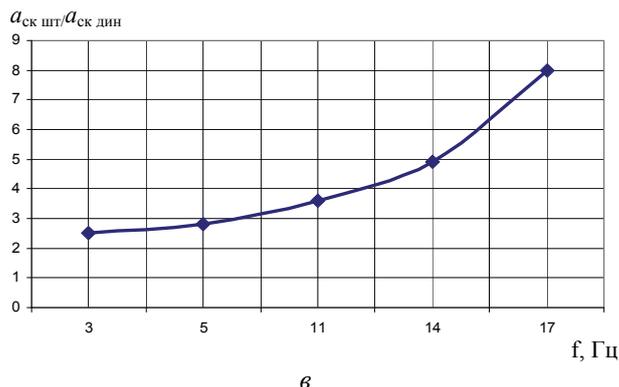


Рис. 5. Окончание

Таким образом, результаты проведенных исследований свидетельствуют о безусловно лучших виброзащитных свойствах систем поддрессирования кабин с динамическими виброизоляторами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Победин, А. В. Испытания виброизоляторов на стенде / А. В. Победин, К. В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 4). – С. 41–43.
2. Шеховцов, К. В. Vibration Isolators's Laboratory Testing Plant / К. В. Шеховцов, А. В. Победин, О. Д. Косов // 30th Anniversary Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering (11-13.05.2011, Warsaw, Poland): book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2011. – S. 66–67. – Англ.
3. Шеховцов, К. В. Испытания виброизоляторов кабины трактора [Электронный ресурс] / К. В. Шеховцов // Инженерный вестник Дона: электронный журнал. – 2012. – № 1. – С. URL: <http://ivdon.ru/magazine/latest/n1y2012/639/>.
4. П. м. 118056 РФ, МПК G 01 M 7/02. Стенд для испытаний виброизоляторов в режиме вынужденных и собственных колебаний / К. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко; ВолгГТУ. – 2012.
5. П. м. 112416 РФ, МПК G 01 M 7/02. Стенд для испытаний виброизоляторов в режиме вынужденных колебаний / К. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, Д. В. Бусалаев; ВолгГТУ. – 2012.
6. П. м. 112417 РФ, МПК G 01 M 7/02. Стенд для испытаний виброизоляторов в режиме вынужденных колебаний / К. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, Д. В. Бусалаев; ВолгГТУ. – 2012.
7. П. м. 112415 РФ, МПК G 01 M 7/02. Стенд для испытаний виброизоляторов при действии нагрузок с осевой и боковой составляющими / К. В. Шеховцов, А. В. Победин, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко, Д. В. Бусалаев; ВолгГТУ. – 2012.
8. Модель подвески кабины трактора / А. В. Победин, О. Д. Косов, В. В. Шеховцов, К. В. Шеховцов // Прогресс транспортных средств и систем – 2009: матер. междунар. н.-пр. конф., Волгоград, 13–15 окт. 2009 г.: в 2 ч. Ч. 1 / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2009. – С. 222–223.
9. Шеховцов, В. В. Технические решения упруго-демпфирующих устройств подвески кабины трактора / В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, В. П. Шевчук, Н. С. Соколов-Добрев, К. В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал = Research Journal of International Studies. – 2013. – № 7–2. – С. 122–125.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

УДК 621.437

Ю. В. Левин, Е. А. Федянов

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДОБАВОК ВОДОРОДА НА ПРОЦЕСС РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ В РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВАНКЕЛЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: tig@vstu.ru)

На основе результатов проведенных теоретических исследований показана возможность повышения полноты сгорания топлива в РПД Ванкеля за счет добавок водорода к основной бензовоздушной смеси.

Ключевые слова: роторно-поршневой двигатель Ванкеля, добавка водорода, процесс сгорания.

Basing on the results of theoretical researches has been showed the possibility of increasing combustion efficiency in the Wankel rotary-piston engine due to addition of hydrogen to the principal gasoline-air mixture.

Keywords: rotary-piston Wankel engine, the addition of hydrogen, the process of combustion.

Основными преимуществами роторно-поршневых двигателей (РПД) Ванкеля перед традиционными поршневыми двигателями являются меньшие массогабаритные показатели и лучшие показатели по уравновешенности и металлоемкости. Однако РПД по-прежнему имеют повышенное содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах и несколько больший эксплуатационный расход топлива.

Причиной указанных недостатков РПД является, главным образом, недогорание топливовоздушной смеси вблизи задней по ходу вращения вершины ротора в результате однонаправленного движения заряда в камере сгорания [1]. Можно предположить, что повышение скорости распространения фронта пламени уменьшит указанное недогорание в этой части камеры сгорания РПД.

Известны работы [2, 3], в том числе проведенные в ВолгГТУ [4], в которых отмечается, что скорость распространения пламени в бензовоздушных смесях заметно повышается при добавках водорода. Учитывая это, представляет интерес оценка влияния добавок водорода на процесс распространения пламени в камерах сгорания РПД Ванкеля.

Теоретическое исследование влияния добавок водорода на скорость распространения пламени и полноту сгорания топливовоздушно-

го заряда в камере сгорания РПД Ванкеля было проведено нами с помощью математической модели индикаторного процесса, ранее созданной на кафедре «Теплотехника и гидравлика ВолгГТУ». Основные положения и структура этой математической модели описаны, в частности, в статьях [5, 6] и в монографии [7].

Для описания процесса распространения пламени применена так называемая модель «погружения», которая предполагает, что движение передней границы зоны горения полностью определяется характеристиками турбулентности в набегающем потоке свежей смеси, а сгорание в охваченном пламенем объеме свежей смеси происходит в многочисленных ламинарных фронтах по поверхностному механизму.

Для того чтобы учесть влияние добавок водорода, были внесены изменения в формулы для определения теплофизических характеристик топливовоздушной смеси и продуктов сгорания, а также были использованы экспериментальные данные [8], в том числе собственные [9], о значениях нормальной скорости распространения ламинарного пламени в бензовоздушных и водородовоздушных смесях. При этом для определения нормальной скорости распространения ламинарного пламени топливовоздушной смеси с добавками водорода использовался принцип аддитивности:

$$w_{nm} = w_{нсн} \cdot (1 - g_{H_2}) + w_{нH_2} \cdot g_{H_2}, \quad (2)$$

где $w_{нсн}$, $w_{нH_2}$ – нормальные скорости пламени для бензина и чистого водорода; g_{H_2} – величина добавки водорода (по массе).

Проведенные расчеты [10] показали, что за счет добавок водорода можно существенно снизить, а при некоторых значениях величины добавок даже полностью исключить недогорание топливоздушной смеси вблизи задней вершины ротора РПД Ванкеля. При этом полное выгорание топливоздушной смеси удастся обеспечить не только на смесях стехиометрического со-

става, но и на обедненных смесях. Так на рис. 1 показано, как в зависимости от величины добавки водорода распространяются в камере сгорания РПД Ванкеля фронты пламени при $\alpha = 1,2$. Расчет выполнен применительно к двигателю ВАЗ-311 со степенью сжатия 9. Режим работы соответствовал полному открытию дроссельной заслонки ($\varphi_{др} = 100\%$) при частоте вращения эксцентрикового вала $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$. Угол опережения зажигания для свечи «L» $\theta_L = 26$ град. поворота эксцентрикового вала (ПЭВ) до ВМТ, угол опережения зажигания для свечи «T» $\theta_T = 30$ град. ПЭВ до ВМТ.

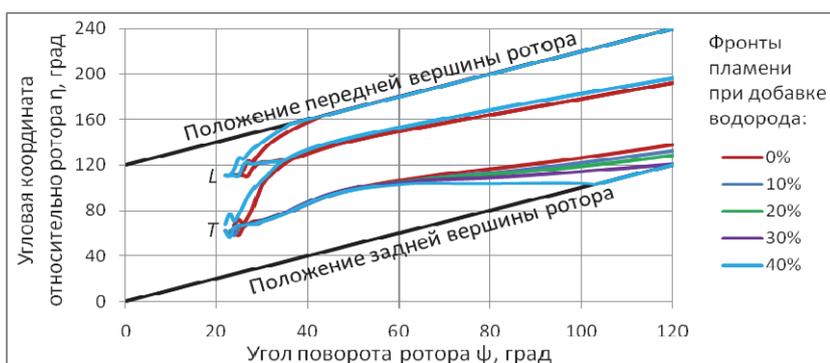


Рис. 1. Картина распространения передних фронтов пламени в зависимости от добавки водорода ($\alpha = 1,2$)

Как видно из рис. 1 при добавке 20 % водорода наблюдается заметное уменьшение недогорания вблизи задней вершины ротора, а при добавке 30 % водорода и более фронт пламени достигает задней вершины до завершения рабочего такта. Обращает на себя внимание, что добавка водорода почти не сказывается на ско-

рости распространения пламени в направлении передней вершины ротора. Это, по нашему мнению, обусловлено тем, что в направлении передней вершины скорость распространения пламени определяется, главным образом, скоростью направленного движения заряда в камере сгорания.

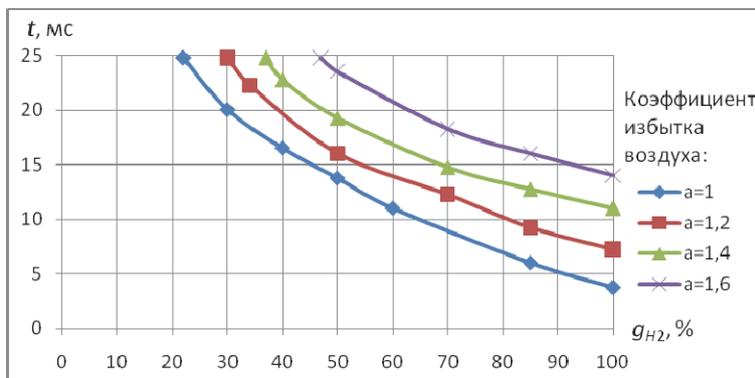


Рис. 2. Время прохождения фронта пламени до задней вершины ротора

Проведенное нами обобщение результатов расчетов позволило для бензовоздушных смесей с различными α получить значения величины добавок водорода, обеспечивающих полное

выгорание смеси вблизи задней вершины ротора. На рис. 2 для режима работы РПД с частотой вращения эксцентрикового вала $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ показано, как при разных значениях коэффици-

ента избытка воздуха α меняется в зависимости от величины добавки водорода продолжительность процесса распространения пламени от свечи зажигания «Т» до задней вершины ротора. Максимальное на оси ординат значение интервала времени (25 мс) соответствует длительности распространения пламени в сторону задней вершины ротора, при которой сгорание завершается до окончания рабочего такта. С учетом последнего, крайние левые точки кривых на рис. 2 показывают для разных значений α ту минимально необходимую добавку водорода к бензовоздушной смеси, при которой достигается ее полное сгорание.

Так, например, для полного сгорания в РПД Ванкеля бензовоздушной смеси стехиометрического состава ($\alpha = 1$) необходима добавка водорода в 23 %, а для полного сгорания обедненной смеси с $\alpha = 1,2$ – добавка в 30 %.

Таким образом, проведенные расчеты свидетельствуют о том, что за счет добавки водорода к основной бензовоздушной смеси можно устранить недогорание части топливовоздушного заряда в камере сгорания РПД Ванкеля вблизи задней вершины ротора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зиновьев, И. В. Особенности процесса сгорания и организация расслоения заряда в роторно-поршневых двигателях / И. В. Зиновьев, Е. В. Шатров // Автомобильная промышленность. – 1980. – № 12. – С. 7–10.
2. Смоленский, В. В. Влияние добавки водорода на процесс горения в бензиновых двигателях с искровым зажиганием / В. В. Смоленский, Н. М. Смоленская, А. П. Шайкин // Прогресс транспортных средств и систем – 2009:

Материалы Международной научно-практической конференции. – Ч. 1. – С. 247–248.

3. Результаты экспериментального исследования влияния различных способов подачи водорода в ДВС на его характеристики / А. Н. Афанасьев, Л. К. Бортников, П. Я. Бышев, А. И. Сорокин // Международная научно-практическая конференция // Прогресс транспортных средств и систем, Волгоград, 8–11 октября 2002 г. / Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 2002. – С. 143.

4. Экспериментальные исследования процесса сгорания пропан-бутановоздушных смесей с добавками водорода / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Ю. В. Левин, Д. С. Гаврилов // Вестник Саратовского гос. техн. ун-та. – 2013. – № 2. – Вып. 2. – С. 111–116.

5. Злотин, Г. Н. Моделирование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля / Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов, К. Е. Ярыгин // Известия Тульского гос. ун-та. Сер. Автомобильный транспорт. – 2002. – Вып. 6. – С. 114–120.

6. Моделирование индикаторного процесса роторно-поршневого двигателя с фазированным впрыском топлива / Г. Н. Злотин, Е. М. Иткис, Е. А. Федянов, С. Г. Черноусов // Двигателестроение. – 2002. – № 3. – С. 24–26.

7. Злотин, Г. Н. Особенности рабочего процесса и пути повышения энергетической эффективности роторно-поршневых двигателей Ванкеля: монография / Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – 119 с.

8. Дубовкин, Н. Ф. Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания / Н. Ф. Дубовкин. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 288 с.

9. Сравнение влияния добавок синтез-газа и водорода на скорость распространения пламени / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Ю. В. Левин, Д. С. Гаврилов // Прогресс транспортных средств и систем – 2013 : матер. междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 24–26 сент. 2014 г. / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2013. – С. 171.

10. Левин, Ю. В. Влияние добавки водорода на процесс сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля / Ю. В. Левин, Е. А. Захаров, Е. А. Федянов // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12(115) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»; вып. 5). – С. 35–36.

УДК 621.43:534.6

М. Г. Шатров, А. Л. Яковенко, И. В. Алексеев, Набиль Гадир (САР) МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ СТРУКТУРНОГО ШУМА ДВС НА НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

(dvs@madi.ru)

В статье представлена методика расчета структурного шума двигателя внутреннего сгорания на различных режимах его работы. Показана необходимость перехода к расчету шума на неустановившемся режиме работы двигателя. Рассмотрены особенности расчета рабочего процесса двигателя на неустановившемся режиме.

Ключевые слова: структурный шум, двигатель внутреннего сгорания, рабочий процесс, прогнозирование шума, неустановившийся режим.

The article describes a method of internal combustion engine structure-borne noise calculation for various engine speeds. The algorithm of engine structure-born noise prediction for transient engine speeds is discussed.

Keywords: structure-born noise, internal combustion engine, internal process, noise prediction, transient regime.

Введение

Актуальность снижения шума автомобильного транспорта возрастает по мере роста уровня форсированности его силовой установки.

Большое влияние на уровень шума двигателя оказывает режим его работы. В условиях городского движения значительную часть времени транспортное средство движется с переменной скоростью. Поэтому вопросы поиска эффективных решений с целью снижению шума двигателя на неустановившемся режиме, особенно на разгоне, требует разработки соответствующих методик моделирования.

Следует отметить, что измерение уровня внешнего шума транспортного средства по ГОСТ 41.51-2004 производится на отдельном участке дороги по специальной методике именно на режиме разгона.

Модель образования структурного шума двигателя внутреннего сгорания

При соответствующих конструктивных решениях, которые обеспечивают заданный уровень аэродинамического шума, основным в шуме двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является структурный шум.

На его уровень оказывают влияние возбуждающие факторы: рабочий процесс, перекладки поршней и другие, специфика конструкции, а также ее излучающие свойства.

В соответствии с этим математическая модель структурного шумообразования ДВС, сформированная на кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ, предполагает для ее реализации последовательное выполнение следующих этапов.

Моделирование рабочего процесса двигателя

В модели, используемой для расчета рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания, учитывается реальный химический состав рабочего тела, процессы теплообмена в цилиндре, зависимость теплоемкости рабочего тела от температуры, характеристика тепловыделения, параметры механизма газораспределения (диаметр и количество клапанов, их проходные сечения, фазы газораспределения), выполняется расчет процессов газообмена. Характеристика тепловыделения рассчитывается по методу И. И. Вибе.

При этом не детализируются колебательные процессы в трубопроводах, процесс смесеобразования. Температуры поверхностей в цилиндре зависят только от режима работы двигателя,

размеров и материала деталей. Для расчета процессов теплопереноса применяется неоднократно подтвердившая свою эффективность модель Г. Вошни [1].

Моделирование конструкции двигателя

При расчете структурного шума используется ряд массово-геометрических параметров конструкции: масса, длина и площадь наружных поверхностей двигателя. Для расчета данных параметров в зависимости от этапа проектирования могут применяться упрощенные аналитические модели, а также трехмерные модели конструкции двигателя [2].

Применение трехмерного моделирования позволяет повысить качество получаемой информации о двигателе, наглядно визуализировать его конструкцию и отдельных его деталей. Использование параметризации при разработке моделей дает возможность оперативно изменять конструкцию и отслеживать результаты изменений.

В модели структурного шумоизлучения двигателя свойства его конструкция интегрируются в эквивалентную цилиндрическую оболочку, для которой известны колебательные характеристики. Условиями эквивалентности являются: равенство массы, длины и площади наружной поверхности двигателя и такой оболочки [3].

Моделирование структурного шума двигателя от отдельных источников

Для моделирования структурного шума двигателя предложена физическая модель, согласно которой звуковая мощность излучается его колеблющимися наружными поверхностями под воздействием возбуждающих силовых факторов [3].

Расчет звуковой мощности осуществляется по формуле

$$P_w(kf_0) = z_s(kf_0) \cdot \rho c \cdot S_d \bar{v}_{e(s)}^2(kf_0),$$

где $z_s(kf_0)$ – нормированный по площади наружных поверхностей двигателя; S_d – относительный коэффициент сопротивления излучению; ρ – плотность среды (воздуха); c – скорость звука в среде (воздухе); ρc – волновое сопротивление среды (воздуха); S_d – площадь наружной поверхности двигателя; $\bar{v}_{e(s)}^2(kf_0)$ – средний по наружной поверхности квадрат эффективной скорости колебаний; k – порядковый номер гармоники; f_0 – частота вращения коленчатого вала.

Скорость колебаний наружной поверхности рассчитывается по формуле

$$\bar{v}_{e(s)}^2(kf_0) = \frac{1}{2\pi \cdot M_d \cdot T^2} \sum_{k=A}^N G^2(kf_0) \frac{1}{z_b(kf_0) \cdot \eta(kf_0) \cdot (kf_0)},$$

где $G(kf_0)$ – спектральная плотность силового фактора на частоте k -й гармоники; T – период следования рабочих циклов; A – номер нижней гармоники силового фактора (при условии, что первой является f_0); N – номер высшей гармоники силового фактора (при условии, что первой является f_0); M_d – масса двигателя; $\eta(kf_0)$ – коэффициент неупругих потерь; $z_b(kf_0)$ – входное сопротивление конструкции двигателя.

Для расчета сопротивления конструкции двигателя используется модель эквивалентной цилиндрической оболочки.

Установлено, что наиболее активными источниками структурного шума являются рабочий процесс и перекладки поршней. Для каждого из этих источников разработан математический аппарат, позволяющий рассчитать их силовой фактор и его спектральную плотность.

Представленная методика была проверена экспериментально при оценке уровня шума дизеля 8ЧН12/13 по внешней скоростной характеристике (рис. 1). Расхождение расчетного и измеренного уровня звуковой мощности составило 0,5...2,0 дБ, что является достаточной точностью для виброакустических исследований.

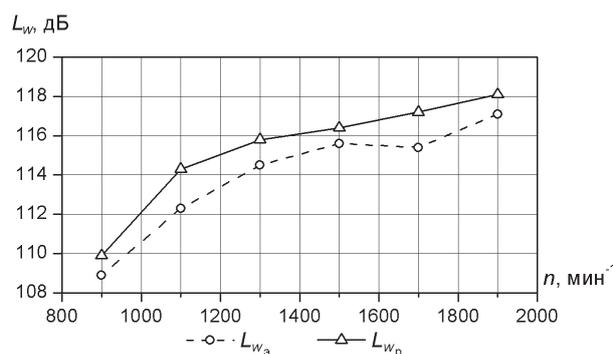


Рис. 1. Расчетные и экспериментальные уровни структурного шума дизеля 8ЧН 12/13 по внешней скоростной характеристике

Особенности моделирования рабочего процесса на неустановившемся режиме

При неустановившейся работе двигателя и непрерывном изменении частоты вращения по сравнению со стационарным режимом основное отличие наблюдается в организации рабочего процесса. Это обуславливает необходи-

мость изменения методики моделирования структурного шума ДВС в этих условиях. С учетом высокой динамичности рабочего процесса дизеля по сравнению с двигателем с искровым зажиганием исследования структурного шума дизеля на переходных режимах более актуально.

Анализ рабочего процесса дизеля на переходных режимах обуславливает необходимость учета особенности процессов, происходящих в цилиндре: подачи топлива и воздуха, смесеобразования, сгорание и теплоотдачи при непрерывном изменении частоты вращения.

Основными факторами, влияющими на рабочий процесс дизеля на переходном режиме, являются:

- количество топлива, поданное в цилиндр за период задержки воспламенения;
- характеристика подачи топлива;
- тепловое состояние деталей, формирующих камеру сгорания.

При работе двигателя на неустановившемся режиме (НУР) изменяется характеристика подачи топлива по сравнению с аналогичными частотами вращения на установившемся (УР). Для различных видов топливных систем это может происходить по разным причинам. В традиционной топливной аппаратуре разделенного типа возникают колебания рейки ТНВД, а в аккумуляторных топливных системах – волновые явления в аккумуляторе и топливопроводах.

При увеличении частоты вращения возрастает период задержки воспламенения вплоть до состояния, когда в течение него будет подана вся цикловая подача, что приведет к увеличению скорости нарастания давления в цилиндре и уровня шума ДВС, соответственно.

Также при НУР возникают проблемы с подачей воздуха в цилиндр вследствие его излишней турбулизации в коллекторе. Особенно это ощущается в дизелях с наддувом, так как турбокомпрессор обладает определенной инерцией. В результате состав топливоздушная смеси при переходном режиме отличается от установившегося.

На характер изменения давления в цилиндре двигателя также влияет процесс теплоотдачи в стенки камеры сгорания. Он зависит от температур поверхностей, формирующих камеру сгорания. Установлено [4], что при одинаковых частотах вращения температуры стенок камеры сгорания для НУР и УР различны вследствие тепловой инерции корпусных деталей двигателя.

Особенности методики моделирования структурного шума ДВС на неустановившемся режиме

На кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ была разработана методика моделирования и расчета структурного шума ДВС на неустановившемся режиме.

Методика включает в себя следующие действия (рис. 2):

- *формирование концептуальных параметров двигателя.* В качестве исходных данных здесь принимаются, тип двигателя (дизель или ДсИЗ) диаметр цилиндра D , ход поршня S , степень сжатия ϵ и др.;

- *моделирование конструкции ДВС.* Оно выполняется в зависимости от степени проработки конструкции двигателя или с использованием аналитических зависимостей или трехмерных моделей. В результате определяются необ-

ходимые массово-геометрические параметры (масса M_d , площадь наружной поверхности S_d и длина двигателя L_d , параметры материала конструкции), которые также передаются в подсистему для расчета шума;

- *расчет рабочего цикла с учетом переходного процесса.* При этом сам переходный процесс представляется квазистационарным. Отличие расчета цикла в этом случае от традиционного стационарного режима заключается в учете изменения отдельных факторов: подачи топлива, теплового состояния деталей, формирующих камеру сгорания. В качестве исходных данных задаются зависимости от времени хода рейки h , частоты вращения n , температуры T .

Для двигателей с традиционной топливной аппаратурой и без наддува были предложены соответствующие алгоритмы расчета изменения указанных факторов [4].

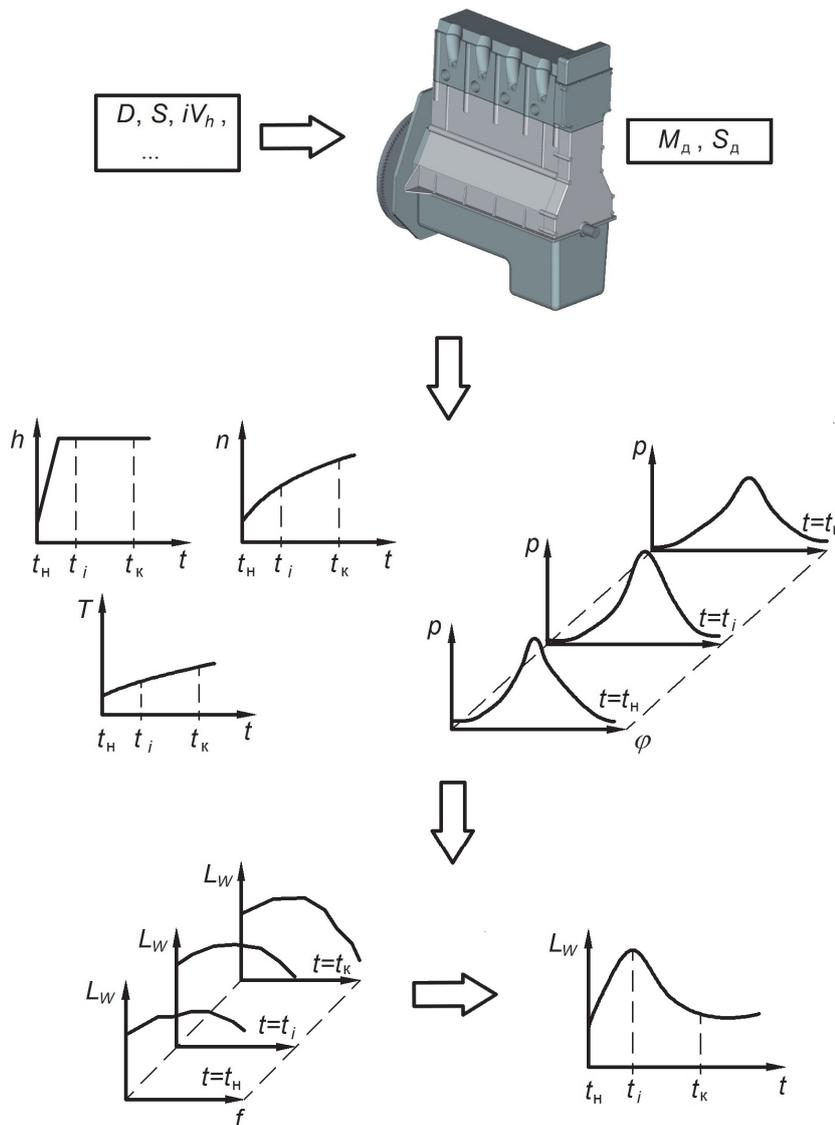


Рис. 2. Последовательность выполнения расчета структурного шума на неустановившемся режиме

Однако для современных дизелей с наддувом и аккумуляторными топливными системами методы расчета характеристики впрыскивания и теплового состояния на неустановившемся режиме только предстоит сформировать, они требуют экспериментальных данных о переходном процессе дизеля. В этом направлении на кафедре в настоящее время ведутся исследовательские работы.

Поэтому в настоящее время для на заданном временном интервале от $n_n(t_n)$ до $n_k(t_k)$ для каждой выбранной частоты вращения (момента времени) квазистационарного неустановившегося режима выполняется расчет рабочего цикла и определяется индикаторная диаграмма. Затем совокупность полученных данных передается в подсистему САПР «ДВС» для расчета шума;

- *расчет спектров и общих уровней звуковой мощности основных источников шума двигателя.* На данном этапе применяется существующая модель образования структурного шума от рабочего процесса и переключений поршней для стационарного режима, которая реализована в соответствующей подсистеме САПР «ДВС».

Вначале выполняется расчет спектров и общего уровня звуковой мощности для каждой

частоты вращения, составляющей переходный процесс. Затем с использованием зависимости изменения частоты вращения от времени и полученного для каждого режима набора спектров и уровней шума формируется график изменения акустических характеристик двигателя в зависимости от времени или частоты вращения ДВС на неустановившемся режиме.

Расчет структурного шума дизеля 8Ч 12/12 на режиме разгона

С использованием разработанной методики был выполнен расчет уровня шума дизеля 8Ч12/12 на режиме разгона по внешней скоростной характеристике.

В качестве исходных данных были использованы экспериментально определенные параметры двигателя [4], описывающие переходный процесс.

С использованием набора исходных данных был выполнен расчет рабочего цикла дизеля для ряда режимов его работы по внешней скоростной характеристике. После этого была произведена оценка уровня шума дизеля 8Ч12/12 на режиме разгона, определены спектры и общие уровни звуковой мощности (рис. 3).

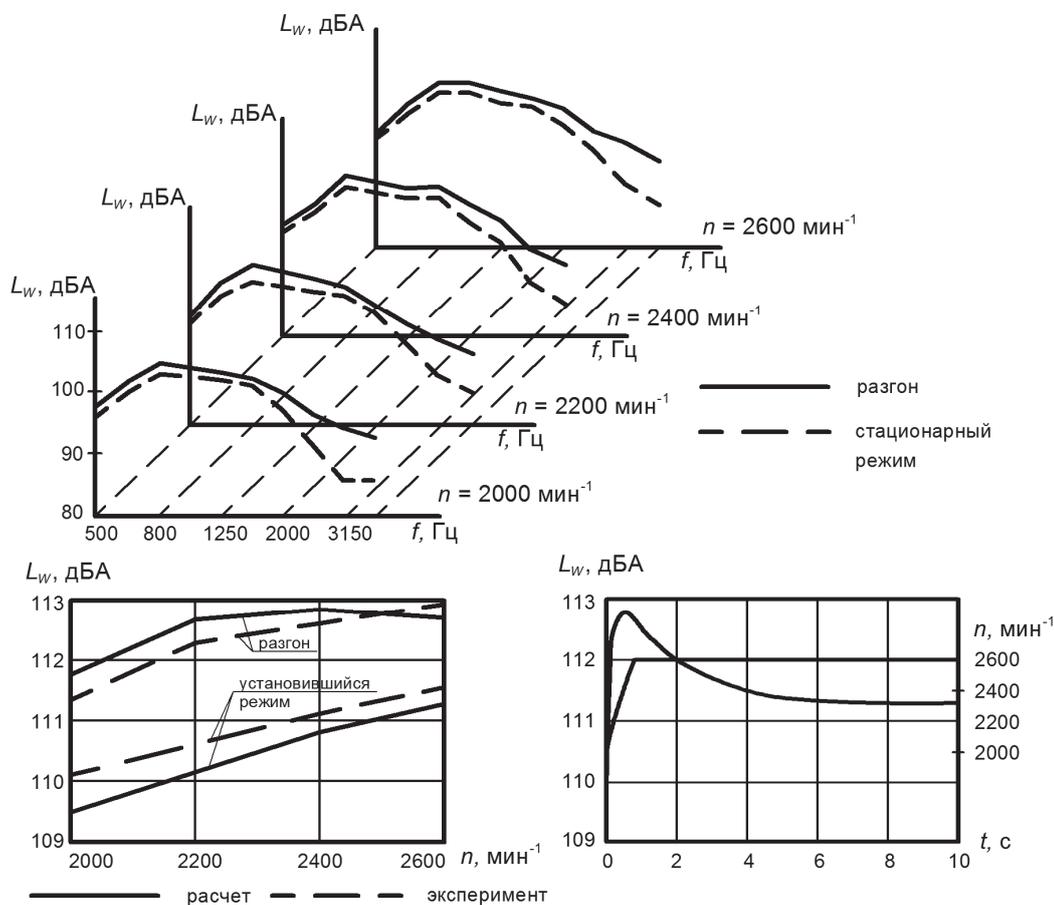


Рис. 3. Результаты расчета уровня шума дизеля 8Ч12/12 на режиме разгона по внешней скоростной характеристике

Анализ результатов расчета показал, что уровень шума при разгоне по внешней скоростной характеристике на 1,5...2,5 дБА выше по сравнению с аналогичными частотами вращения при установившемся режиме.

Выводы

Описана методика моделирования структурного шума двигателя на неустановившемся режиме.

Детализированы особенности расчета структурного шумоизлучения дизеля на переходном режиме.

Экспериментально получены параметры переходного процесса дизеля 8Ч12/12 и выполнен расчет его шума, показавший расхождение уровней шума для установившегося и неустановившегося режимов на 1,5...2,5 дБА.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: учебник для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Т. Ю. Кричевская и др.; под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. и испр. – М.: Высш. шк., 2007. – 414 с.
2. Шатров, М. Г. Методика и некоторые результаты расчета структурного шума двигателя внутреннего сгорания для формирования компонентов единого информационного пространства «ДВС» / М. Г. Шатров, А. Л. Яковенко // Вестник МАДИ (ГТУ). – М.: МАДИ (ГТУ), 2009. – Вып. 1(16). – С. 10–18.
3. Шатров, М. Г. Формирование компонентов единого информационного пространства для обеспечения жизненного цикла двигателей внутреннего сгорания: дис. ... д-ра техн. наук 05.04.02: защищена 27.03. 2007. МАДИ (ГТУ). – М., 2007. – 403 с.
4. Набиль, Гадир. Анализ процессов формирования шума дизеля на неустановившихся режимах работы и разработка мероприятий по его снижению: дис. ... канд. техн. наук 05.04.02. МАДИ (ГТУ). – М., 1991. – 135 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ НА ТРАНСПОРТЕ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 656.073.29

Е. Д. Авилова, А. А. Раюшкина, С. А. Ширяев, В. Н. Федотов

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОТЫ СУБЪЕКТОВ РЫНКА АВТОМОБИЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК ПРИ ДОСТАВКЕ ВНЕШНЕТОРГОВЫХ ГРУЗОВ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ap@vstu.ru, avilova-e.d@yandex.ru)

В статье рассмотрены проблемы организации перевозок внешнеторговых грузов в условиях глобализации экономики. Предложены пути повышения эффективности деятельности транспортно-экспедиционных компаний, осуществляющих транспортно-логистические и складские услуги при осуществлении международных перевозок грузов.

Ключевые слова: внешнеторговые грузы, транспортно-экспедиционные компании, международные транспортные коридоры, логистика, логистический центр.

Article considers the problems of organization of foreign trade goods in a globalized economy. It suggests ways to improve the efficiency of freight forwarding companies involved in transport and logistics and warehousing services in international transport of goods.

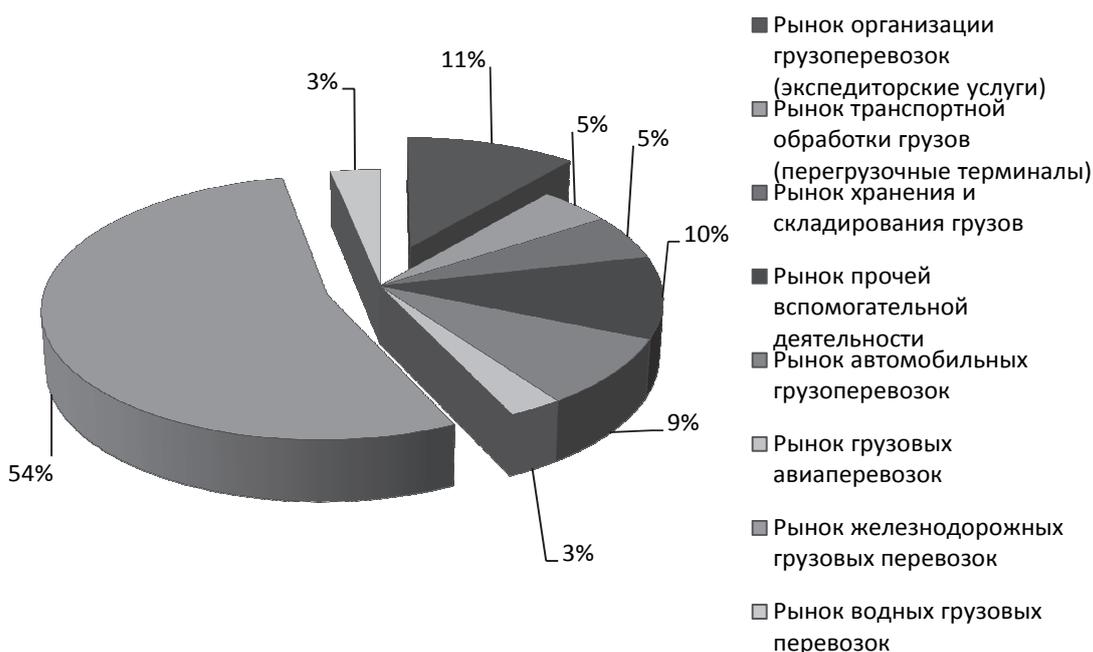
Keywords: foreign trade cargo, freight forwarding companies, international transport corridors, logistics, logistics center.

Глобализация экономики неизбежно влечет увеличение внешнеторговых связей, а, соответственно, и рост объема перевозок грузов в международном сообщении. Объем международных перевозок грузов на сегодняшний день определяется развитием политических событий в отдельных регионах Европы, темпами формирования единого европейского рынка и усилением торговой активности. От организации международных перевозок в этих условиях в значительной мере зависит точность выполнения внешнеторговых контрактов, качественные и количественные показатели работы различных видов транспорта.

Вполне естественно, что внешнеэкономические связи в значительной степени определяются скоростью их доставки по территории страны и качеством работы с внешнеторговыми грузами, а вступление России в ВТО, увеличение внешних торговых грузопотоков до 40 % может повлечь за собой еще большие осложнения в их транспортном обеспечении. Сегодня на рынке внешнеторговых грузопотоков сложилась непростая ситуация: очереди, неоправданные удорожания стоимости перевозок, сложности в предоставлении документов. По многим характеристикам российские перевоз-

чики уступают зарубежным, в частности, отсутствует логистическое управление и взаимодействие разных видов транспорта; слабо развито информационное обеспечение движения грузов; высок уровень транспортных и логистических издержек в конечной цене товара [1]; моральное и физическое устаревание транспортной, складской и информационной структуры перевозок; недостаточный уровень квалификации персонала компаний в области логистики и систем управления цепями поставок; наличие территориальных и структурных диспропорций в развитии логистической инфраструктуры представлены на рисунке) [2].

Одной из целей транспортной стратегии развития Российской Федерации на период до 2030 года является развитие логистической инфраструктуры в мультимодальных транспортных узлах и морских портах, расположенных в зоне тяготения к национальным международным транспортным коридорам (МТК) и создание опорной сети логистических центров, которые будут координировать работу различных видов транспорта, обеспечивая краткосрочное и длительное хранение грузов, грузопереработку, таможенное оформление грузов и осуществляя доставку грузов клиентуре [3].



Структура транспортно-логистической инфраструктуры

Одним из таких мультимодальных транспортных узлов, расположенных в зоне тяготения МТК является Волгоградская область. Экономико-географическое положение Волгоградской области в зоне международных транспортных евроазиатских коридоров (на территории области проходят участки двух евроазиатских коридоров: «Север – Юг» и «Транссиб», а также ответвление международного «критического» транспортного коридора № 7 «Дунай – Дон – Волга») определяет ее роль в обеспечении транспортных связей между ведущими центрами мировой экономики на евроазиатском континенте. Близость к европейским и мировым рынкам, способно обеспечить внутренние, межрегиональные, внешнеторговые и транзитные связи в условиях глобализации мировой экономики. Кроме того, в Волгоградской области представлены практически все виды транспорта: железнодорожный, автомобильный, водный, воздушный, трубопроводный, а также развито машиностроение, в том числе транспортное, нефтяная и химическая промышленность, сельское хозяйство.

Рынок транспортно-логистических и складских услуг Волгоградской области довольно разнообразен и представлен множеством транспортных компаний. Каждая из них работает обособленно, имеет свои особенные как преимущества, так и недостатки, как сильные, так

и слабые стороны в организации внешнеторговых перевозок, воспринимая своих коллег по сфере в качестве конкурентов. Поэтому с целью повышения эффективности деятельности транспортных компаний области, и, как следствие, повышения конкурентоспособности области, необходимо создание структуры, которая объединит предприятия и организации региона: частные, государственные, общественные, создаст для них возможность совместно использовать логистическую инфраструктуру (транспортную, складскую и информационную) под руководством управляющей компании и за счет интеграции и координации логистической деятельности, то есть синергетического эффекта, обеспечит добавленную ценность как для клиентов, так и для участников.

Сегодня такие центры могут быть созданы и создаются ассоциациями экспедиторов, они могут сосредотачиваться в крупных терминалах, формировочных центрах и осуществлять контроль за грузопотоками на основе слияния отдельных участников в единый комплекс. Логистическая модель формирования таких центров отражает подход, в соответствии с которым экспедиторы трансформируются из посредников в принципалов, т. е. становятся равноправными участниками перевозочного процесса. В этом случае все участники международной доставки груза приобретают ряд преимуществ.

Преимущества сотрудничества для грузо-владельцев (экспортеров, импортеров) состоят в следующем: возможность получить экономический эффект от более низкой ставки по сравнению с той, которую выставляли бы перевозчики; отправителям более выгодно иметь дело с экспедитором, который занимается консолидацией и транзитной доставкой грузов до мест назначения, чем с несколькими перевозчиками, предоставляющими сервис на своих ограниченных маршрутах или с участием только одного вида транспорта; экспедитор предоставляет услуги «от двери до двери» и услуги по распределению, которые не всегда берется выполнять перевозчик.

Преимущества сотрудничества для перевозчиков заключаются в более эффективном использовании транспортных средств, так как транспортно-экспедиционные предприятия (ТЭП) предоставляют перевозчику более крупные отправки, удобные режимы, возможность круглосуточной эксплуатации транспортного средства, снижая затраты, время и ресурсы автотранспортных предприятий в связи с созданием оптимальных отправок, освобождением от приема индивидуальных и мелких партий груза, а также затрат средств и рабочей силы для этого; оформление основной сопроводительной документации.

Преимущества сотрудничества для экспедиторов заключаются в том, что они получают экономический эффект от разницы между относительно высокой тарифной ставкой на отдельные партии грузов, выплачиваемой грузо-

владельцами, и относительно низкой ставкой, которую экспедитор должен заплатить перевозчику; взимают комиссионные сборы за деятельность в качестве агента грузоотправителей (грузополучателей), экспедиционных, транспортных компаний других стран; получают комиссионные за осуществление операций в сфере обращения по поручению грузоотправителей; используют разницу между ставками, предлагаемыми грузовладельцам, и фактической стоимостью работ по упаковке, маркировке и хранению груза.

Таким образом, за счет согласованного, интегрального взаимодействия всех участников логистического центра в управлении материальными, финансовыми, информационными и сопутствующими потоками, появится возможность обеспечить высокую степень надежности и качества обслуживания клиентов, а также сократить издержки компаний-участников при осуществлении международных перевозок грузов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Проблемы и перспективы рынка транспортных услуг в России после вступления в ВТО / Е. Д. Авилова, Т. В. Ваганова, С. А. Ширяев, В. А. Гудков, А. А. Раюшкина // Молодой ученый. – 2013. – № 5. – Ч. 1. – С. 26–28.
2. Логистика в транспортном комплексе РФ: проблемы и предложения [Электронный ресурс] / В. И. Сергеев; РИА НОВОСТИ. – Москва, 2011. – Режим доступа: http://strategy2020.rian.ru/g19_docs/index_2.html
3. Транспортная стратегия развития Российской Федерации на период до 2030 года [Электронный ресурс] / Министерство транспорта Российской Федерации. – Москва, 2013. – Режим доступа: http://www.mintrans.ru/documents/detail.php?ELEMENT_ID=19188

УДК 656.13.072

Т. В. Ваганова, С. А. Ширяев

ПОДХОДЫ К РАЦИОНАЛЬНОМУ ВЫБОРУ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ РАЗЛИЧНЫХ ФОРМ СОБСТВЕННОСТИ ДЛЯ ОБСЛУЖИВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: vaganova-tv@ya.ru)

В статье рассмотрены подходы к рациональному выбору количества транспортных средств различных форм собственности для обслуживания промышленного предприятия при условии минимальных транспортных издержек.

Ключевые слова: транспорт, аутсорсинг, инсорсинг, себестоимость.

In article considers the approaches to the rational choice of the number of vehicles different ownership forms to service the industrial enterprise provided the minimum transportation costs.

Keywords: transport, outsourcing, insourcing, cost.

Автомобильный транспорт используется во всех отраслях экономики. Процесс изготовления продукции на различных предприятиях

непосредственно связан с перемещением большого количества грузов: сырья, материалов, полуфабрикатов, готовой продукции и отходов.

В итоге транспортные затраты ложатся на себестоимость продукции. Доля транспортных издержек в России может достигать 35 % от себестоимости изготавливаемой продукции. Добиться снижения транспортных затрат можно различными путями, в частности за счет рационального распределения объема перевозок между собственными транспортными средствами и наемными [1].

Сегодня в практической деятельности предприятий все большую популярность приобретает аутсорсинг, в нашем случае, передача функций перемещения грузов транспортным компаниям (ТК). Таким образом, вопрос о рациональном «сосуществовании» аутсорсинга и инсорсинга на рынке транспортных услуг в целом и на отдельном предприятии становится актуальным.

Инсорсинг (производство и потребление транспортных услуг непосредственно грузовладельцем, в нашем случае промышленным предприятием), как и аутсорсинг может осу-

ществляться только для части процессов и функций от общего процесса производства. Кроме того, важно знать, что это лишь две крайние стратегии. Существует еще спектр смешанных стратегий между ними. Процесс обоснования и принятия решения в пользу той или иной стратегии сложен и многогранен.

Большинство промышленных предприятий осуществляют собственными транспортными средствами внутривозовские перевозки и в незначительной степени перевозку готовой продукции и сырья. Рассмотрим для примера крупное промышленное предприятие, объемы перевозки готовой продукции и сырья (частично самовывозом) которого в год в среднем составляют 116 тыс. тонн и 221 тыс. тонн, соответственно.

Зачастую изменения объемов перевозок, как готовой продукции, так и сырья по месяцам неравномерны, что связано с сезонными колебаниями спроса на продукцию и с особенностями транспортных характеристик сырья (рис. 1).

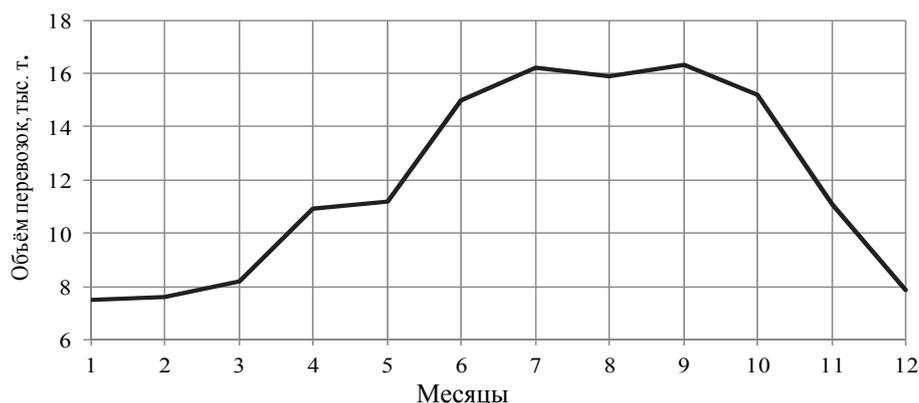


Рис. 1. Сезонное распределение объема перевозок крупного промышленного предприятия

Предположим, что объемы груза, перемещаемого собственными автотранспортными средствами (АТС) предприятия Q_1 , а себестоимость транспортирования S_1 одной тонны груза, руб./т; общий объем транспортирования грузов $Q_{общ}$ составит $Q_1 + Q_2$, где Q_2 – объем грузов, транспортируемый ТК. Общие транспортные затраты составят $Z = Q_1 \cdot S_1 + Q_2 \cdot S_2$, где S_2 – тариф на перевозку одной тонны груза ТК.

Тогда можем составить систему уравнений, решая ее относительно $Z \rightarrow \min$:

$$\begin{cases} Z = Q_1 \cdot S_1 + Q_2 \cdot S_2, \\ Q_{общ} = Q_1 + Q_2; \end{cases}$$

Для того чтобы рассчитать себестоимость перемещения одной тонны груза собственными АТС, необходимо рассчитать количество собственных АТС, требуемых для перемещения

груза Q_1 . Для этого зададим технико-эксплуатационные показатели, характерные для междугородних грузовых перевозок (табл. 1).

Таблица 1

Технико-эксплуатационные показатели

Показатели	Обозначения	Единицы измерения	Значения
Номинальная грузоподъемность АТС	q_n	т	18
Коэффициенты использования грузоподъемности	γ_c	–	1,05
Время в наряде	T_n	ч	8
Техническая скорость АТС	v_t	км/ч	50
Коэффициент использования пробега	β_e	–	0,7
Длина ездки с грузом	$l_{ег}$	км	400
Время простоя под погрузку/разгрузку АТС	$t_{пр}$	ч	0,42

Далее рассчитаем 7 возможных вариантов распределения объема перевозок между собственными АТС и наемными.

Произведем пример расчета по минимальному уровню объема перевозок (7500 т/мес.) собственными АТС, $Q_1^{\text{мес}}$, 90 тыс. тонн в год и 53 тыс. тонн в год наемным транспортом.

Необходимое количество автомобилей определим по формуле:

$$A = \frac{Q_1^{\text{мес}}}{W_a},$$

где W_a – производительность одного ТС в месяц, т/мес.

$$W_a = \frac{q_n \cdot \gamma_c \cdot T_n \cdot v_T \cdot \beta_c \cdot D_{\text{рм}}}{l_{\text{ег}} + t_{\text{пр}} \cdot v_T \cdot \beta_c},$$

$$W_a = \frac{18 \cdot 1,05 \cdot 8 \cdot 50 \cdot 0,7 \cdot 22}{400 + 0,42 \cdot 50 \cdot 0,7} = 280,74, \text{ т/мес.}$$

$$\text{Тогда } A = \frac{7500}{280,74} = 27 \text{ ед.}$$

Себестоимость перемещения одной тонны груза собственными транспортными средствами при себестоимости машино-часа $C = 1660$ руб./м·ч:

$$Z_1 = \frac{A \cdot C \cdot T_n \cdot D_{\text{рм}}}{280,74} = 1020,96, \text{ руб./т.}$$

Затраты на перевозку собственными АТС (инсорсинг) за год $Z_{\text{соб}}$, руб.:

$$Z_{\text{соб}} = Q_1 \cdot S_1 = 90000 \cdot 1020,96 = 91,89 \text{ млн. руб.}$$

Затраты на оплату перевозок ТК (аутсорсинг) при тарифе на перевозку $S_2 = 1300$ руб./т для $l_{\text{ег}} = 400$ км:

$$Z_{\text{найм}} = Q_2 \cdot S_2 = 53000 \cdot 1300 = 68,9 \text{ млн. руб. [2].}$$

Связи с тем, что в сезоны спада спроса на продукцию потребность промышленного предприятия в перевозках значительно снижается, появляются затраты на простой собственных АТС, $Z_{\text{прост}}$:

$$Z_{\text{прост}} = \sum_{i=1..n} A_i \cdot T_n \cdot D_{\text{рм}} \cdot C = 0 \cdot 8 \cdot 22 \cdot 1660 = 0 \text{ руб.}$$

Рассчитаем суммарные затраты:

$$Z = Z_{\text{соб}} + Z_{\text{найм}} = 91,89 + 68,9 = 160,79 \text{ млн. руб.}$$

Остальные результаты расчетов сведены в табл. 2.

Таблица 2

Сводные значения для 7 вариантов распределения объема перевозок между собственными АТС и наемными

Показатели	Единицы измерения	1	2	3	4	5	6	7
Производительность собственного автопарка в месяц, W_a	тыс. т/мес	0	4	7,5	10	12	15	16,3
Количество собственных АТС, A	ед.	0	14	27	36	43	53	58
Объем перевозок собственными АТС за год, Q_1	тыс.т. /г	0	48	90	111	124	139	143
Объем перевозок наемным транспортом за год, Q_2	тыс.т. /г	143	95	53	31,8	18,6	3,6	0
Себестоимость перевозки 1 т груза собственными АТС, S_1	руб. /т	0	1003	1021	1102	1182	1318	1397
Затраты на инсорсинг, $Z_{\text{соб}}$	млн. руб.	0	48,1	91,9	122,3	147	184,8	199,7
Тариф на перевозку 1 т груза ТК	руб. /т	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Затраты на аутсорсинг, $Z_{\text{найм}}$	млн. руб.	186	124	68,9	41,3	24,2	4,68	0
Суммарные затраты, Z	млн. руб.	186	165	146	144	148	159	168
Затраты на простой собственных АТС, $Z_{\text{прост}}$	млн. руб.	0	0	0	9,6	20,7	41,2	51,4

Представим полученные значения на графиках: изменение тарифа на перевозку 1 т груза при изменении объемов продукции (рис. 2) и изменение величины транспортных издержек при увеличении количества собственных ТС (рис. 3).

Точка А на рис. 3 показывает, в каком случае затраты на аутсорсинг и инсорсинг будут равны, область В – количество собственных ТС, при которых суммарные затраты на транспортирование минимальны.

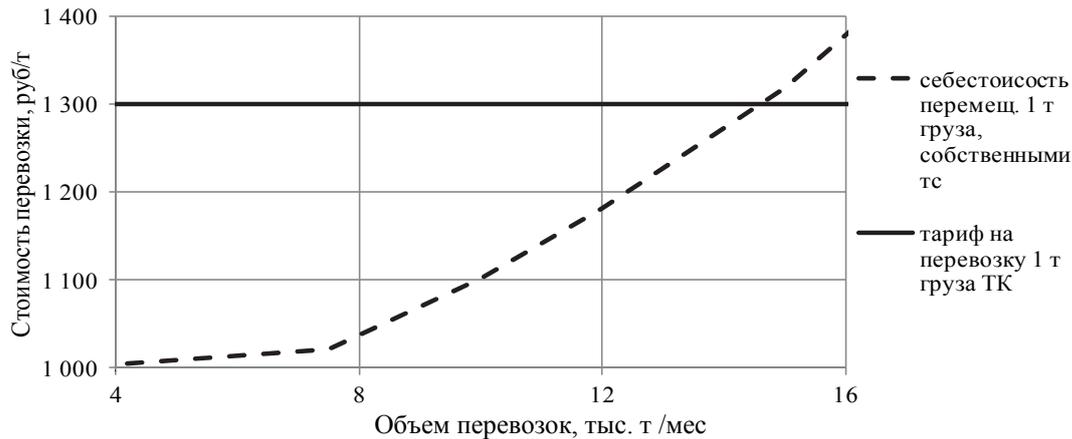


Рис. 2. Изменение тарифа на перевозку при увеличении объемов перевозки

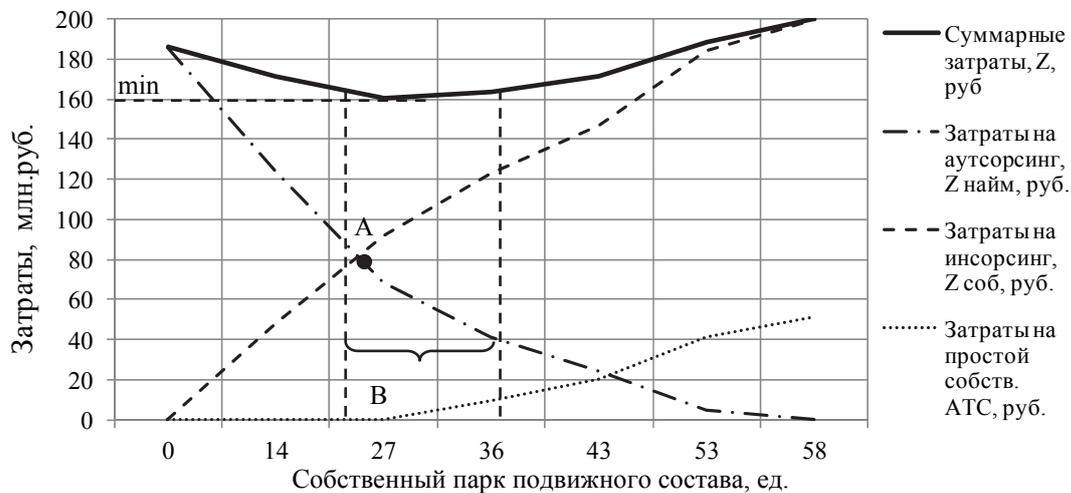


Рис. 3. Изменение транспортных затрат при увеличении количества собственных АТС

Из рис. 3 видно, что наиболее рациональным с точки зрения минимальных затрат является количество собственных транспортных средств, грузоподъемностью 18 тонн, на промежутке 25–35 единиц.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Проблемы и перспективы рынка транспортных услуг в России после вступления в ВТО / Е. Д. Авилова, Т. В. Ваганова, С. А. Ширяев, В. А. Гудков, А. А. Раюшкина // Молодой ученый. – 2013. – № 5. – Ч. 1. – С. 26–28.
2. Вельможин, А. В. Теория автомобильных перевозок: учеб. пособие / А. В. Вельможин, А. А. Сериков. – Волгоград: ГУ «Издатель», 2009. – 120–127 с.

УДК 625.096

Д. В. Гладышева, Ю. Я. Комаров

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНО ЗНАЧИМЫХ КАЧЕСТВ ВОДИТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ МЕТОДА ЭКСПЕРТНЫХ ОЦЕНОК

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: gladyscheva.dasha@yandex.ru)

В статье рассматривается необходимость проведения оценки подготовленности водителя к определенной психофизиологической деятельности: к управлению маршрутных такси в условиях крупного города.
Ключевые слова: водитель, метод экспертных оценок, время реакции.

The article looks at the necessity to check the preparedness of a driver in a specific psycho-physiological activity: in handling taxi in a big city condition.

Keywords: driver, the method of expert estimates, reaction time.

Снижение аварийности пассажирского транспорта является одной из актуальных проблем России. С начала 2013 года на территории города Волгограда по вине водителей маршрутных такси совершено 12 дорожно-транспортных происшествий, в которых 21 человек получил травмы [1].

В условиях дорожного движения крупного города к водителю, кроме высокой профессиональной подготовки, предъявляются большие требования к скоростным параметрам нервной деятельности, скорости и точности сенсомоторных реакций.

По данным Г. М. Далецкой водитель автомобиля за рабочий день (7–8 часов) оценивает в среднем 2000 дискретных производственно важных раздражителей и производит 7000 ответных реакций [2]. Сложная дорожная обстановка возникает в среднем один раз за 1–2 часа. Водитель близок к ДТП_приблизительно 1 раз в месяц и в среднем один раз в 6 лет становится ее участником. Повысить уровень безопасности дорожного движения можно, исключив нарушения водителями маршрутных такси правил дорожного движения, которые вызваны неадекватной оценкой своего профессионального уровня и незнанием психофизиологических возможностей, а также недооценкой во многих случаях степени опасности дорожно-транспортной ситуации.

В основу проведенного исследования был положен метод экспертных оценок. Для этого была разработана анкета, в которую был включен перечень профессионально значимых ка-

честв водителей маршрутных такси в условиях крупного города.

На первом этапе экспертами выступали студенты факультета автомобильного транспорта ВолгГТУ, являющиеся с одной стороны пользователями (пассажирами) маршрутных такси, с другой стороны, – будущими специалистами в области безопасности дорожного движения.

При анализе анкет, а также на основании литературных источников, электронных ресурсов по данной тематике были определены профессионально значимые качества водителей (было выбрано 25 факторов). Оценка сравнительной степени значимости выбранных факторов была решена с использованием метода экспертных оценок [3]. Анализ полученных результатов позволил отбросить факторы, имеющие, по мнению экспертов, наименьшее влияние на надежность водителя.

Экспертные оценки в сочетании с другими математико-статистическими методами являются важным инструментом при выявлении причинно-следственных связей и разработке комплекса мероприятий по решению проблем обеспечения безопасности дорожного движения.

Для получения более однородных, значимых и достоверных результатов, был проведен следующий этап исследований, на котором экспертная группа была составлена уже из профессиональных водителей со стажем более 6 лет и руководящего состава фирмы, занимающейся перевозкой пассажиров. По результатам был составлен уточненный перечень факторов, который приведен в таблице.

Данные этапа с участием экспертов – профессиональных водителей, со стажем не менее 6 лет

Номер эксперта	Факторы							Сумма рангов
	Ф1	Ф2	Ф3	Ф4	Ф5	Ф6	Ф7	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	3	1	6	7	4	5	2	28
2	5	1	4	3	6	7	2	28
3	3	1	7	6	2	5	4	28
4	5	2	6	7	3	4	1	28
5	3	1	2	5	6	7	4	28
6	2	1	5	7	6	4	3	28
7	1	3	2	4	6	7	5	28
8	1	2	3	7	5	6	4	28
9	1	2	3	6	7	5	4	28
10	6	3	4	7	2	5	1	28
11	1	3	4	5	7	6	2	28

Окончание таблицы

Номер эксперта	Факторы							Сумма рангов
	Ф1	Ф2	Ф3	Ф4	Ф5	Ф6	Ф7	
12	4	2	1	7	6	5	3	28
13	2	3	4	5	7	6	1	28
14	5	6	1	2	3	7	4	28
15	3	1	4	5	2	7	6	28
16	1	2	3	7	6	5	4	28
17	3	1	5	7	4	2	6	28
18	4	1	3	6	5	7	2	28
19	3	2	1	4	6	7	5	28
20	1	3	2	5	7	6	4	28

Примечание: Ф1 – соблюдение ПДД; Ф2 – навыки по управлению автомобилем; Ф3 – время реакции; Ф4 – скорость переработки информации; Ф5 – эмоциональная устойчивость; Ф6 – состояние органов чувств (слух, зрение); Ф7 – внимательность

Анализ согласованности мнения экспертов в данной работе был построен на вычислении коэффициента конкордации Кендела.

Первоначально было определено максимально возможное значение суммы квадратов отклонений оценок по каждому из факторов от общей средней:

$$S_{\max} = \frac{1}{12} \times m^2 \times (n^3 - n), \quad (1)$$

где m – количество экспертов; n – количество факторов.

Затем было найдено значение коэффициента конкордации Кендела по формуле:

$$W_{\text{выбор}} = \frac{S_{\text{факт}}}{S_{\max}}, \quad (2)$$

где $S_{\text{факт}}$ – сумма квадратов фактических отклонений.

Вычислив опытное значение

$$\chi^2_{\text{выбор}} = W_{\text{выбор}} \times m \times (n - 1). \quad (3)$$

определим критическое значение:

$$\chi^2_{\text{крит}} = \left(\frac{\alpha=0,05}{k-1} \right). \quad (4)$$

Как видим, $\chi^2_{\text{выбор}} = 51,77 > \chi^2_{\text{крит}} = 12,6$,

следовательно, гипотеза о достаточной согласованности мнений экспертов не отвергается.

По опросу были определены следующие профессионально-значимые факторы (перечисления произведены по мере убывания, т. е. первым названо наиболее значимое), которые, по мнению экспертов, определяют пригодность человека к управлению таким автотранспортным средством, как маршрутные такси: навыки по управлению автомобилем, соблюдение Правил дорожного движения, внимательность, время реакции, эмоциональная устойчивость, состояние органов чувств, скорость переработ-

ки информации. Эксперты считают, что состояние органов чувств (в особенности зрение и слух) являются также важным фактором, но это относится к медицинскому отбору, который выявляет и отстраняет от обучения или работы лиц, по состоянию здоровья непригодных к деятельности водителя.

Остановимся подробнее на факторах, которые эксперты выбрали наиболее значимыми:

– Навыки по управлению автомобилем [4].

Статистика по количеству ДТП подтверждает значимость данного фактора, так 28 тысяч аварий в 2012 году произошло по вине новичков за рулем, имеющих стаж вождения менее 3 лет, поэтому, например, водителем автобуса, занимающегося перевозками людей могут быть только водители, имеющие непрерывный стаж не менее трех лет. Для приобретения устойчивых навыков и умений для управления транспортным средством требуется 5–6 лет интенсивной водительской практики, так как 67 % всех дорожных происшествий приходится на водителей со стажем менее 6 лет. Водитель маршрутных такси, в обязательном порядке, должен иметь водительский стаж не менее 5 лет.

– Соблюдение ПДД. Статистическая обработка результатов исследования говорит о том, что данный фактор занимает одно из первых мест и это обоснованно. В 2011 г. сотрудники ОГИБДД УВД по Волгограду проводили рейд и за полтора часа рейда было выявлено 19 водителей маршрутных такси, перевозивших пассажиров с нарушением Правил дорожного движения. Необходим более жесткий контроль за соблюдением правил дорожного движения. На тех участках дорог, где устанавливались видео-

камеры для контроля за движением автотранспорта, число ДТП достоверно снизилось.

– Внимательность. Данное качество является характеристикой психической деятельности и выражается в сосредоточенности и направленности сознания на определенный объект. Разговор по мобильному телефону, курение, посторонние разговоры, отвлечение на изучение навигационных карт автомобильных дорог и т. д. (это относится к нарушению правил дорожного движения) – все это отвлекает внимание водителя и является одной из главных причин ДТП, провоцирующих аварию.

– Время реакции. Установлено, что в большинстве наездов на пешеходов автомобилю до полной остановки не хватает 1–2 м, т. е. если бы время реакции водителей было на десятую долю секунды меньше, то ДТП было бы предотвращено. Поэтому данный фактор является одним из наиболее значимых при оценке профессиональной пригодности водителей к управлению маршрутным такси. Данный фактор является непостоянным (время реакции может изменяться в силу разных обстоятельств: усталости, эмоционального стресса и т. п.) и может быть катализатором психофизиологического состояния водителя [5]. Если водитель ежедневно перед рейсом будет знать текущее (на данное время) время реакции, то он и сам может себе дать рекомендации по наиболее безопасному вождению. Данный параметр, в процессе будет восприниматься также естественно, как и замер пульса и артериального давления.

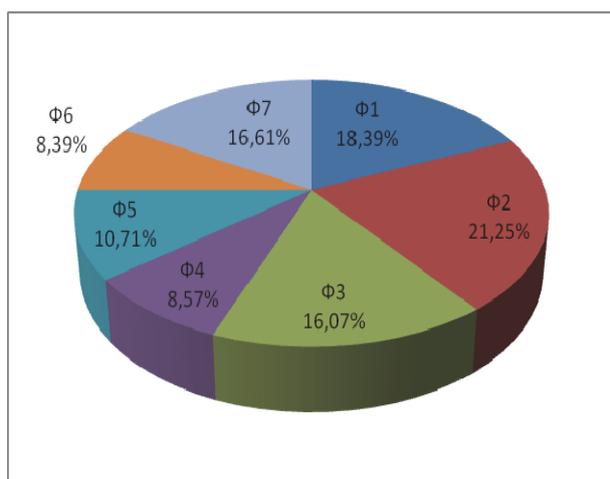


Рис. 1. Круговая диаграмма значимости факторов для водителей маршрутных такси:
Ф1 – соблюдение ПДД; Ф2 – навыки по управлению автомобилем; Ф3 – время реакции; Ф4 – скорость переработки информации; Ф5 – эмоциональная устойчивость; Ф6 – состояние органов чувств (слух, зрение); Ф7 – внимательность

Проанализировав выделенные профессионально значимые качества водителя, авторы определили, что его способность безотказно выполнять работу в определенных условиях и в течение определенного времени, во многом, зависит от его психофизиологических особенностей.

На рис. 1 приведена круговая диаграмма значимости факторов для водителей маршрутных такси.

Выводы: в данной работе, используя метод экспертных оценок, а также математико-статистические методы выявлены наиболее значимые факторы, которые необходимо учитывать при профотборе водителей маршрутных такси. Одним из таких факторов является время реакции. В связи с трудностями, возникающими при обработке мнений экспертов, заключающимися в выборе способа агрегирования экспертных оценок, которыми могут быть приведение оценок экспертов к простой средней арифметической, средневзвешенной и медиане оценок, в данной работе были использованы мнения двух групп экспертов (первая – студенты автотранспортного факультета; вторая – профессиональные водители, имеющие стаж не менее 6 лет).

Оценку профессионально значимых качеств необходимо проводить не только при приеме на работу, но и при периодическом контроле, т. к. психофизиологические качества человека в процессе трудовой деятельности не остаются стабильными.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Материалы Госавтоинспекции [Электронный ресурс]: статистические сведения по безопасности дорожного движения в регионе. – Волгоград, [2013]. – Режим доступа: <http://www.gibdd.ru/t/34>
2. Бранихин, Г. Экстремальное вождение автомобиля, секреты и советы: учебно-методическое пособие / Г. Бранихин. – Питер, 2008. – 224 с.
3. Статистика: учебник / Л. П. Харченко, В. Г. Ионин, В. В. Глинский [и др.]; под ред. канд. экон. наук, проф. В. Г. Ионина. – 3-е изд., прораб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 2010. – 445 с.
4. Оценка надежности водителя в процессе профессиональной деятельности / Ю. Я. Комаров, А. А. Сериков, В. Н. Федотов // Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – (Серия «Наземные транспортные системы»; вып. 3).
5. Отбор водителей городского транспорта / Ю. Я. Комаров, Р. А. Жирков, Н. К. Клепик // «Грузовое и пассажирское автохозяйство». – М., № 11. – 2005.

УДК 711.625

А. Г. Левашев

**ИЗМЕРЕНИЕ ГЕНЕРАЦИИ ПОСЕЩЕНИЙ ОБЪЕКТОВ
МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ НАСЕЛЕНИЯ**

**Национальный исследовательский
Иркутский государственный технический университет**
(e-mail: transport@istu.edu)

В статье предлагается методика оценки генерации посещений крупных центров массового обслуживания населения на примере одного из торгово-развлекательных центров Иркутска. Представлены результаты исследований прибывающих и убывающих посетителей, приводятся результаты оценки погрешности измерений детекторов входа (выхода), фиксирующие прибывающих и убывающих посетителей.

Ключевые слова: оценка генерации посещений, транспортное планирование, крупные центры массового обслуживания, организация дорожного движения, градостроительство.

The article is devoted to the method of trip generation estimation of big public facility center by the example of one of the shopping and entertainment center of Irkutsk. The results of studies of arriving and departing visitors and the results of evaluation of measurement error detector input (output), fixing the arriving and departing visitors are presented.

Keywords: trip generation estimation, transportation planning, big public facilities, traffic engineering, urban planning.

К одной из современных проблем градостроительства и транспортного планирования [1–4] можно отнести тенденцию увеличения количества крупных объектов обслуживания населения, таких, как супермаркеты, торгово-развлекательные центры и другие крупные объекты. Появление в каком-либо районе города крупного торгового центра приводит к перераспределению пассажирских и транспортных. В результате увеличиваются транспортные нагрузки на прилегающую улично-дорожную сеть и сеть маршрутов общественного транспорта. В связи с этим была сформулирована тема исследования, связанная с оценкой влияния крупных торговых объектов на загрузку прилегающей улично-дорожной сети.

Исследование выполнялось на основе торгово-развлекательного центра «Джем Молл», недавно открывшегося, но уже получившего большую популярность и как результат большой поток посетителей на индивидуальном транспорте.

Одна из важнейших задач при градостроительном планировании транспортного обслуживания торгового центра и оценке его влияния на перераспределение городских транспортных потоков и загрузку улично-дорожной сети, является информация об объемах посетителей данного объекта в зависимости от его параметров, например, площади в различные периоды времени, в различные дни недели, сезоны.



Рис. 1. Схема размещения входов в ТРЦ с установленными детекторами входа (выхода)

В настоящем исследовании для анализа суточного распределения посетителей в различные дни недели от администрации «Джем Молла» (рис. 1) была получена информация

базы данных с результатами, получаемыми с детекторов входа (выхода), размещенных на каждом из трех входов в рассматриваемый объект.

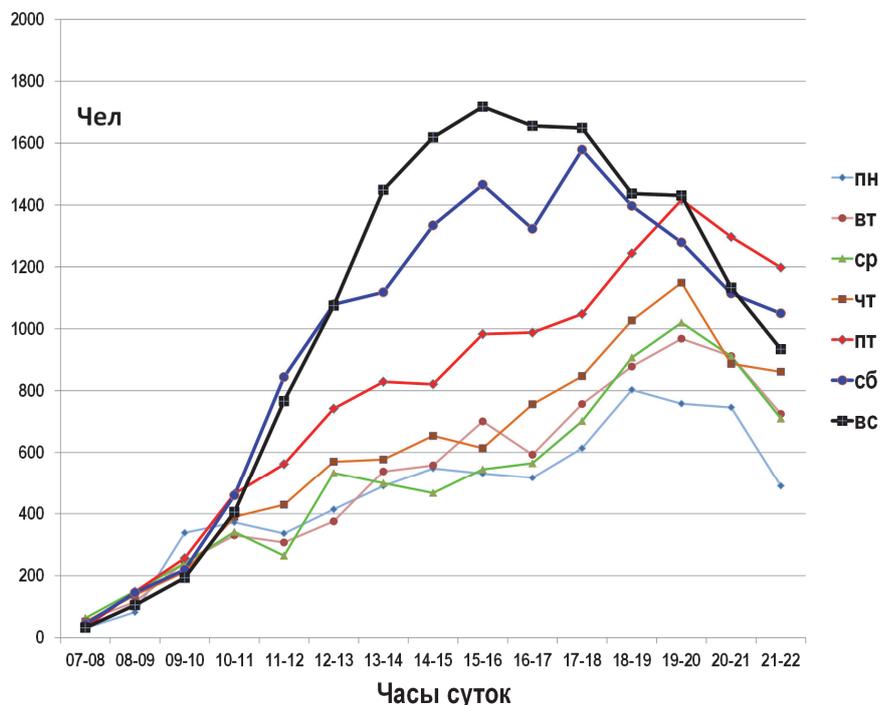


Рис. 2. Суточное распределение прибывающих посетителей ТРЦ Джем Молл в течение всей недели

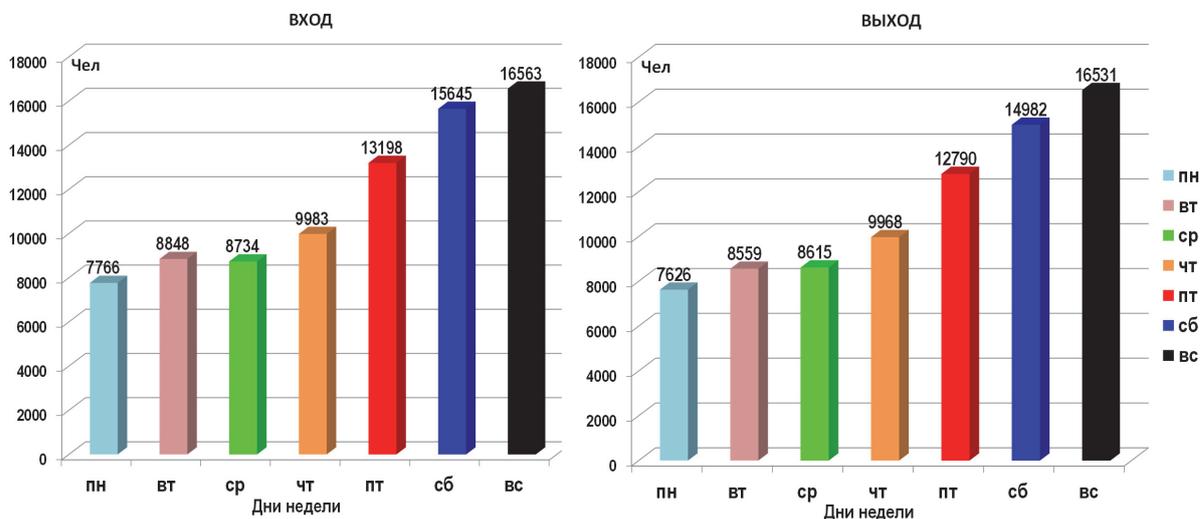


Рис. 3. Распределение количества прибывающих (вход) и убывающих (выход) посетителей ТРЦ Джем Молл по дням недели

По результатам оценки полученной информации были сделаны следующие выводы:

1. Распределение посетителей в течение дня имеет один ярко выраженный вечерний пик (рис. 2).

2. Наиболее загруженными оказались выходные дни, и из них самым загруженным было воскресенье (рис. 3).

3. Из будних дней наиболее загруженным оказалась пятница.

При анализе данных о суточных суммарных объемах прибывающих и убывающих посетителей был сделан вывод, что данные, получаемые с детекторов, имеют определенную погрешность.

Для определения величины этой погрешности данные с детекторов были сопоставлены

с фактическими значениями часового количества посетителей. При этом фактические данные были получены в результате обработки видеоматериала с видеокamеры, установленной непосредственно перед центральным входом в рассматриваемый объект.

В результате такого сравнения было установлено, что используемые детекторы движения занижают фактические значения, а также были определены параметры поправочного уравнения

(рис. 4). На основе этого уравнения и результатов, получаемых с детекторов была установлена суточная приведенная генерация посещений торгово-развлекательного центра, приходящаяся на каждые 100 м² объекта такого типа.

Также, по данным с детекторов движения были получены доли суточной генерации посещений на каждый час, а для каждого часа получено разделение между прибывающими и убывающими посетителями (рис. 5).

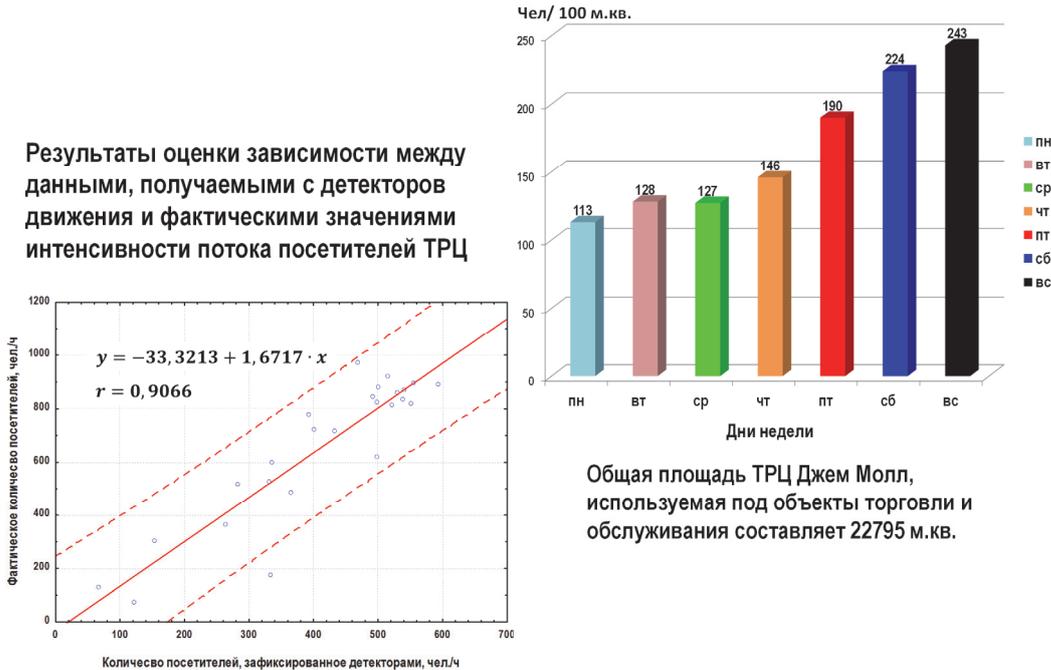


Рис. 4. Суточная приведенная генерация посещений ТРЦ Джем Молл по дням недели, приходящаяся на 100 м²

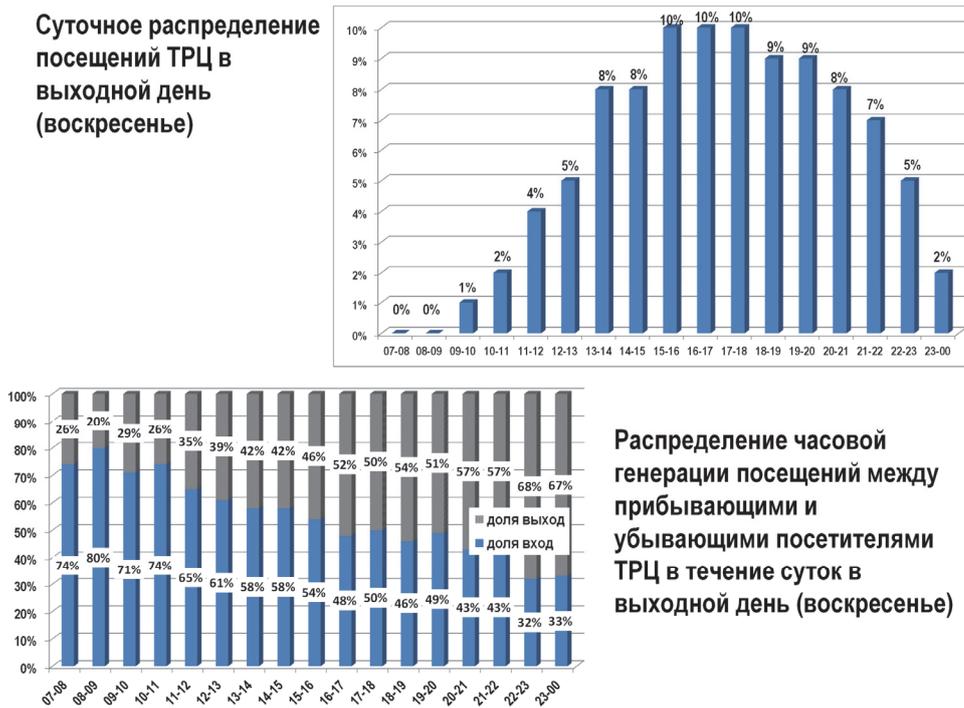


Рис. 5. Распределения суточной и часовой генерации посещений

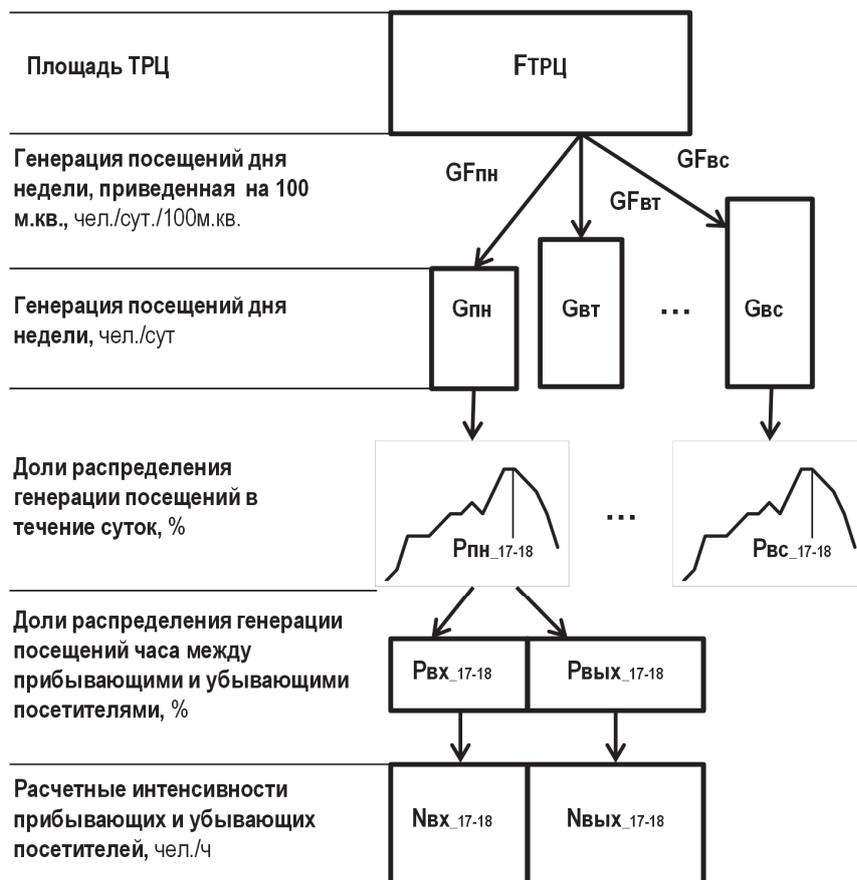


Рис. 6. Методика оценки генерации посещений центров массового обслуживания населения

Для пояснения процедуры применения полученных результатов была рассмотрена ситуация, когда при строительстве нового торгово-развлекательного центра, по видам услуг похожего на «Джем Молл», площадью 14300 м² стоит задача разработки проекта организации движения.

При этом в качестве дополнительных исходных данных были заданы значения интенсивностей движения в главных направлениях, доля посетителей, прибывающих на индивидуальном транспорте, а также величина коэффициента наполнения салона автомобилей.

На основе значений суточной генерации посещений, было получено значение часовой генерации посещений и далее разделение суточной генерации на прибывающие и убывающие потоки посетителей (рис. 6).

По данным разделения потоков на общественных и индивидуальный транспорта и значению коэффициента наполнения салона были получены значения интенсивностей транспортных потоков, загружающих улично-дорожную сеть в зоне рассматриваемого объекта, по которым был выбран один из возможных вариантов организации движения.

В результате выполненного исследования была разработана методика оценки генерации посещений крупных торговых объектов, которая может быть использована при формировании градостроительной политики городов нашей страны, а также для принятия решений по развитию транспортно-дорожного комплекса с целью повышения качества транспортного обслуживания населения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шаров, М. И. Перспективы управления транспортным спросом / М. И. Шаров // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2011. – Т. 48. – № 1. – С. 119–123.
2. Левашев, А. Г. Проектирование регулируемых пересечений: учеб. пособие / А. Г. Левашев, А. Ю. Михайлов, И. М. Головных. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2007. – 208 с.
3. Левашев, А. Г. Управление дорожным движением на магистральных улицах / А. Г. Левашев, С. Е. Тебеньков, Е. С. Иванченко // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – Т. 68. – № 9. – С. 152–157.
4. Преловская, Е. С. Разработка транспортной модели Иркутской агломерации / Е. С. Преловская // Международный научно-исследовательский журнал: сборник по результатам XIX заочной научной конференции Research Journal of International Studies. – Екатеринбург. – 2013. – № 9(16). – Ч. 1. – С. 106–107.

УДК 656.13

*А. В. Липенков, М. Е. Елисеев***ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ОСТАНОВОЧНОГО ПУНКТА
ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА
ПРИ НЕПОСТОЯННОМ ЧИСЛЕ МЕСТ ОБСЛУЖИВАНИЯ****Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева**

(e-mail: alexl@nntu.nnov.ru, eliseevmic@mail.ru)

В статье приводится математическая модель, позволяющая определить пропускную способность остановочного пункта в условиях, когда число мест обслуживания не является постоянным, то есть при работе на линии разнотипного подвижного состава отличающегося длиной и другими характеристиками.

Ключевые слова: остановочный пункт, пропускная способность, пассажирские перевозки, городской пассажирский транспорт.

The paper describes the mathematical model that could be used for estimation of acceptance rate of stops in condition of changeable amount of service places. Such situation is typical for routes with different-types of rolling stocks that has different length and others ranges of characteristics.

Keywords: bus stop, acceptance rate, passenger transportation, passenger city transport.

Остановочные пункты (ОП) городского пассажирского транспорта – важный элемент транспортной инфраструктуры города. Они оказывают влияние на пропускную способность дорог и безопасность движения. От их параметров и состояния во многом зависит эффективность работы городского пассажирского транспорта.

В результате проведенного комплексного исследования ОП в Нижнем Новгороде [1] были выявлены нарушения в работе городского пассажирского транспорта на ОП, связанные в первую очередь с недостаточной пропускной способностью (ПС) последних. По мнению авторов статьи это связано с работой на маршрутах городского пассажирского транспорта большого числа автобусов малого и особо малого класса, принадлежащих частным перевозчикам. В итоге из-за недостаточной ПС ОП снижается ПС дороги в зоне ОП, безопасность дорожного движения, увеличиваются затраты времени как пассажирами, так и водителями личного транспорта, растет расход топлива маршрутными транспортными средствами (МТС) и нагрузка на окружающую среду. Из вышесказанного следует, что задача повышения пропускной способности ОП является весьма актуальной.

Для определения ПС ОП используют различные методики, такие как: модель Ефимова, модель R. Fernandez, Highway Capacity Manual 2000 (HCM2000), а также их варианты [2, 3] и ряд других, менее распространенных методик. Некоторые авторы предлагают использовать методы теории массового обслуживания [4]. Более подробно обзор этих методик проведен в работе [5].

Обзор этих методик позволяет сделать важный вывод: все методики ориентированы на однотипный подвижной состав, т. е. число мест для обслуживания МТС считается постоянной величиной.

В реальности во всех крупных городах России сегодня наблюдается ситуация работы на маршрутах большого количества разномарочного подвижного состава, отличающегося по многим параметрам (длина МТС, время посадки-высадки и т. д.). Например, на ОП может находиться одновременно или 2 автобуса большого класса, или 4 МТС особо малого класса. Логично предположить, что при прочих равных условиях, в случае использования на маршрутах только МТС особо малого класса ПС возрастет в 2 раза, так как в 2 раза увеличится число мест (каналов обслуживания).

Таким образом, учет процентного соотношения разных типов МТС очень важен для более точного расчета параметров ОП, качественного и безопасного обслуживания пассажиров.

Рассмотрим простейшую математическую модель ПС ОП для часто встречающегося на практике примера.

Допустим, что на линии работают МТС двух классов: большого (автобусы ЛИА3-5256 длиной 11,4 м) и малого (автобусы ПА3-3204 длиной 6,925 м). Для краткости будем называть их «автобусом» и «маршруткой». Длина ОП составляет 23–25 м. Тогда на ОП могут одновременно обслуживаться или два «автобуса», или «автобус» и «маршрутка», или три «маршрутки». Пока будем считать, что длина ОП используется максимально эффективно, т. е. не наблюдается ситуаций, когда МТС останавливается

в произвольном месте ОП, мешая другим МТС. Также сделаем допущение о равном времени задержек (подъезд, посадка-высадка и т. д.) для всех типов МТС (пусть оно будет равно 20 с).

Таким образом, имеем ситуацию, когда число мест обслуживания на ОП не является константой, а является дискретной случайной величиной. В этом случае точно посчитать пропускную способность такого ОП по действующим методикам невозможно.

В случае использования однотипного подвижного состава ПС можно посчитать как:

$$ПС_{оп} = N_m k_n \frac{3600}{t_{обсл}} \text{ [ед/ч]}, \quad (1)$$

где N_m – число мест обслуживания (2 – для «автобусов», 3 – для «маршруток»), k_n – коэффициент неэффективности использования соответствующего числа мест, $t_{обсл}$ – время, затрачиваемое МТС на ОП (прибытие, посадка-высадка, убытие).

Как показали предыдущие исследования [1, 2], чем больше на ОП мест обслуживания МТС, тем ниже эффективность их использования. Пока, для простоты, не будем учитывать эти коэффициенты и примем их равными единице.

В таком случае, при использовании подвижного состава большого класса (ЛИА3-5256) ПС ОП будет равна:

$$ПС_{оп} = N_m \frac{3600}{t_{обсл}} = 2 \frac{3600}{20} = 360 \text{ [ед/ч]},$$

а в случае МТС малого класса (ПА3-3205):

$$ПС_{оп} = N_m \frac{3600}{t_{обсл}} = 3 \frac{3600}{20} = 540 \text{ [ед/ч]}$$

Как видно, ПС ОП при использовании МТС малого класса возросла в 1,5 раза, так как в 1,5 раза увеличилось число мест.

Определим, какова будет ПС ОП, если на него будут приходить одновременно и «автобусы» и «маршрутки».

Представим поток пребывающих на ОП автобусов в виде последовательности (движение МТС осуществляется справа налево):

АММААМММ...

где М – «маршрутка», А – «автобус».

Будем считать этот поток бесконечным, причем каждое его значение не зависит от предыдущего (появление текущего МТС не зависит от того, какое МТС находится перед ним).

Вероятность того, что случайно выбранное МТС окажется «автобусом» будет равна p_A , а того, что «маршруткой» – p_M .

Рассмотрим теперь 2 гипотезы:

H_1 – три подряд МТС являются «маршрутками» и H_2 – одно из трех МТС является «автобусом». Вероятности гипотез: $p(H_1) = p_M^3$, а $p(H_2) = 1 - p_M^3$. Эти две гипотезы образуют полную группу событий, так как их вероятности в сумме дают единицу.

Так как число мест для обслуживания в данном случае является случайной величиной, найдем ее математическое ожидание:

$$M = \sum_i x_i p_i = 2(1 - p_M^3) + 3p_M^3 = 2 + p_M^3.$$

Подставив в формулу (1) вместо числа мест обслуживания его математическое ожидание получим:

$$ПС_{оп} = \frac{3600}{t_{обсл}} [2 + p_M^3],$$

а в более общем случае, учитывающем неэффективность использования мест обслуживания:

$$\begin{aligned} ПС_{оп} &= \frac{3600}{t_{обсл}} [2k_{н2}(1 - p_M^3) + 3k_{н3}p_M^3] = \\ &= \frac{3600}{t_{обсл}} [2k_{н2} + (3k_{н3} - 2k_{н2})p_M^3]. \end{aligned}$$

Отметим, что ПС меняется нелинейно в зависимости от процента «маршруток». При проценте равном 20, ПС практически не меняется, так как дополнительное слагаемое в скобках равно: $p_M^3 = 0,2^3 = 0,008$, т. е. при 20 % «маршруток» вероятность того, что на ОП будут обслуживаться одновременно 3 «маршрутки» очень невелика. С ростом процента «маршруток» вероятность начинает расти в кубической зависимости.

В реальной ситуации проверить полученную математическую модель не представляется возможным из-за действия большого числа сторонних факторов (светофорное регулирование, неэффективное использование длины ОП и др.). Для проверки математической модели была построена имитационная модель ОП в профессиональном пакете моделирования Anylogic 6.9.0.

Модель была построена с помощью специальной библиотеки дорожного движения, позволяющей эффективно моделировать транспортный поток (движение автомобилей описывается принятыми в теории транспортных потоков моделями). Перед сравнением результатов математического и имитационного моделирования были экспериментально получены коэффициенты неэффективности использования мест обслуживания (см. формулу (1)).

Для двух мест: $k_n = 0,9175$, для трех – $k_n = 0,8996$.

Стоит отметить, что в реальности эти коэффициенты будут ниже из-за неэффективности

использования длины ОП, вариации времени обслуживания и других факторов. Для практических расчетов можно использовать коэффициенты, полученные в работе [2].

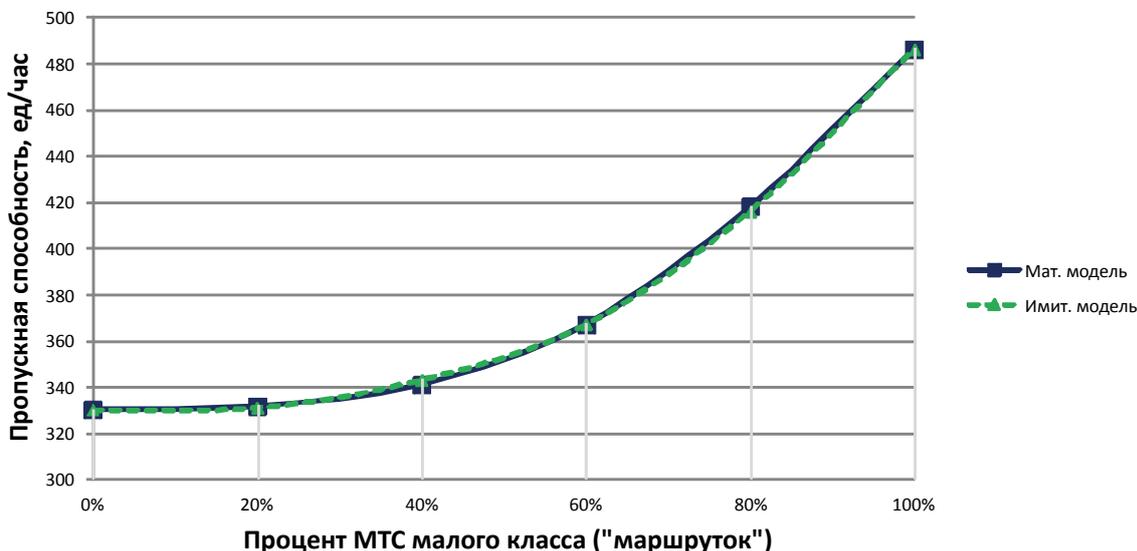


Рис. 1. Результаты моделирования

Графическое представление результатов математического и имитационного моделирования представлено на рис. 1. Как видно из рисунка, результаты совпадают, таким образом, мы можем говорить об адекватности полученной математической модели.

После рассмотрения частного примера и его проверки выведем формулу ПС ОП в общем виде:

$$PC_{оп} = 3600 \sum_i \frac{N_{mi} k_{ni}}{\max(t_{обсл i})} P(H_i),$$

где H_i – гипотеза о комбинации МТС, $P(H_i)$ – вероятность гипотезы H_i , N_{mi} – число мест на ОП при данной комбинации МТС, $\max(t_{обсл i})$ – максимальное из времен обслуживания для всех типов МТС, входящих в комбинацию.

С помощью данной модели можно найти ПС ОП при непостоянном числе мест обслуживания. Особо подчеркнем, что данная модель рассматривает только ОП, где отсутствует маневрирование МТС (МТС убывают последовательно друг за другом). В нее также не добавлен ряд факторов, влияющих на ПС ОП, и выявленных в работе [1]. Анализ этих факторов, методика расчета ПС, учитывающая эти факто-

ры, а также программный комплекс на ее базе будут рассмотрены в ближайших работах авторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Липенков, А. В. О результатах комплексного исследования остановочных пунктов городского пассажирского транспорта в г. Нижнем Новгороде / А. В. Липенков // «Мир транспорта и технологических машин». – 2012. – № 4. – С. 93–102.
2. Зедгенизов, А. В. Повышение эффективности дорожного движения на остановочных пунктах городского пассажирского транспорта : дис.... канд. техн. наук / А. В. Зедгенизов. – Иркутск, 2008.
3. Димова, И. П. Повышение эффективности функционирования остановочных пунктов городского пассажирского транспорта и движения транспортных средств в зоне их влияния : дис.... канд. техн. наук / И. П. Димова. – Тюмень, 2009.
4. Фомин, Е. В. Методика определения пропускной способности остановочных пунктов городского пассажирского транспорта / Е. В. Фомин, А. И. Фадеев // «Вестник Иркутского государственного технического университета». – 2012. – № 4. – С. 117–124.
5. Липенков, А. В. Анализ методик расчета пропускной способности остановочного пункта / А. В. Липенков, Н. А. Кузьмин // Материалы 79-й международ. науч.-практ. конф. ААИ «Безопасность транспортных средств в эксплуатации». – Н. Новгород, 3–4 октября 2012. – С. 188–191.

УДК 656.13

*М. Н. Поздняков, В. С. Колесников***СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ
И ОРГАНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ НА ТЕРРИТОРИИ ЖИЛОЙ ЗАСТРОЙКИ****Ростовский государственный строительный университет**

(e-mail: mipoz@mail.ru, kvovarnd@rambler.ru)

Многоэтажная жилая застройка теряет свою самобытность и функциональное назначение. Это связано с массовой автомобилизацией, отсутствием транспортной культуры, низким уровнем состояния и развития инфраструктуры на территориях со сложившейся и новой многоэтажной застройкой. В статье приведены результаты исследований условий функционирования жилых зон и методика их обустройства.

Ключевые слова: жилая зона, организация движения, пешеходы.

There are a lot of problems on residential zones now days. It happens because a level of motorization is always increasing, there is not any special transport infrastructure, there is no transport culture and so on. The article includes researcher's results of residential zones and methods of traffic engineering, transport planning for them.

Keywords: residential zone, traffic engineering, transport planning, pedestrian.

В настоящее время вопросам организации движения, инженерного обустройства и транспортного обслуживания территории многоэтажной жилой застройки уделяется недоста-

точное внимание. Вместе с тем, интенсивная автомобилизация, рост степени использования индивидуального автомобиля в повседневной жизни формируют ряд проблем (рис. 1–4).



Рис. 1. Современные проблемы многоэтажной жилой застройки

Для количественной характеристики обозначенных проблем обобщены условия функционирования более 400 жилых зон в Ростове-на-Дону. Наиболее острая из них – постоянное и кратковременное хранение автомобиля на территории жилой застройки. Связано это не только с большим количеством автомобилей у населения. Значительная часть объектов притяжения примыкает непосредственно к территории жилой застройки. Посетители торговых, деловых, спортивных объектов, из-за дефицита парковочного пространства, размещают свои автомобили на территории жилой застройки. Отсутствие информационного обеспечения вызывает значительный перепробег у автомобилей такси, служб доставки, автомобилей специального назначения и др. Достаточно часто

участники движения используют внутриквартальные проезды для сокращения пути движения, объезда заторов и др. В результате формируются существенные транзитные потоки через территорию жилой застройки, что отрицательно сказывается на безопасности движения и экологии микрорайона. Жители активно противостоят этим обстоятельствам (см. рис. 2). Это подтверждает отсутствие внимания к данной категории проблем со стороны профессионального сообщества. Эпюра распределения объемов движения пешеходов свидетельствует о том, что пешеходы разделяют пространство вместе с автомобилями, двигаясь по тротуарам-проездам (см. рис. 3). Данное обстоятельство требует особого отношения к обеспечению их безопасности.

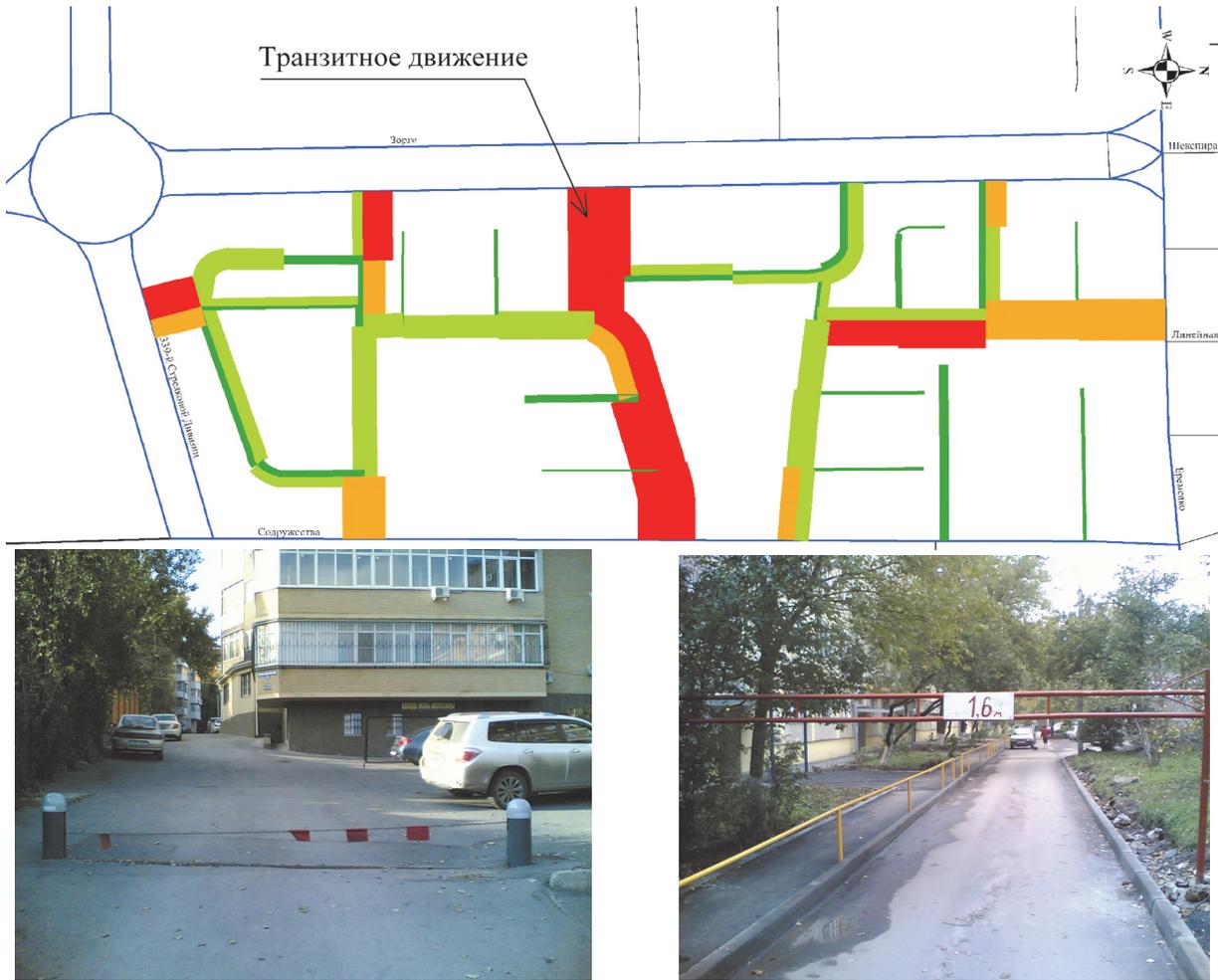


Рис. 2. Формирование транзитных проездов по территории застройки

Значения интенсивности, пеш/ч

- 1-42
- 43-96
- 97-208
- 209-578
- Магистраль районного значения
- Магистраль общегородского значения

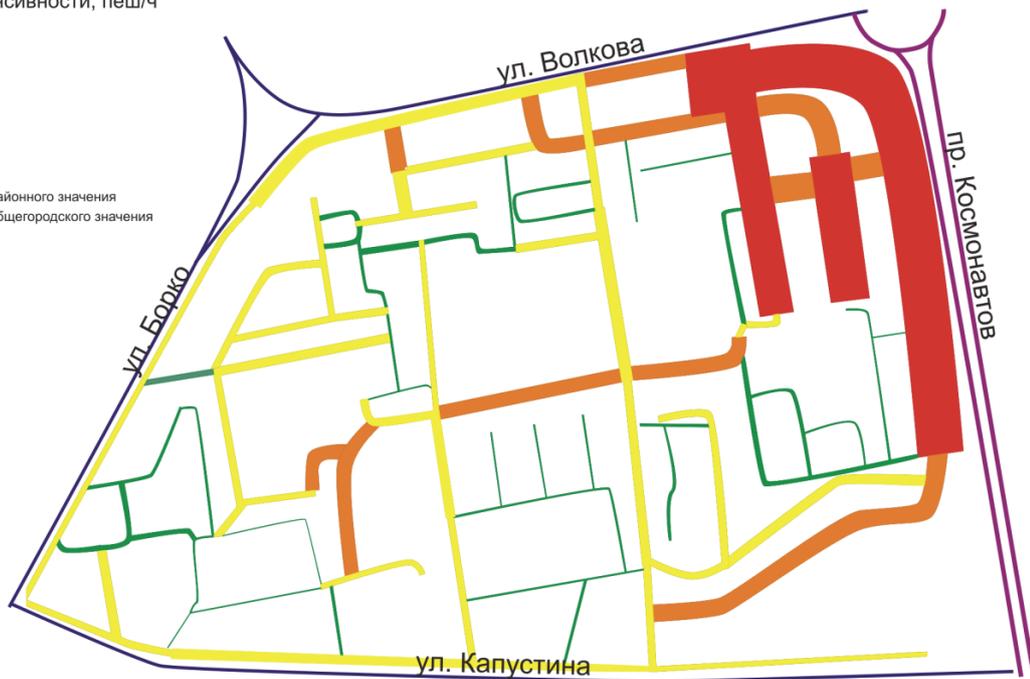


Рис. 3. Распределение объемов движения пешеходов

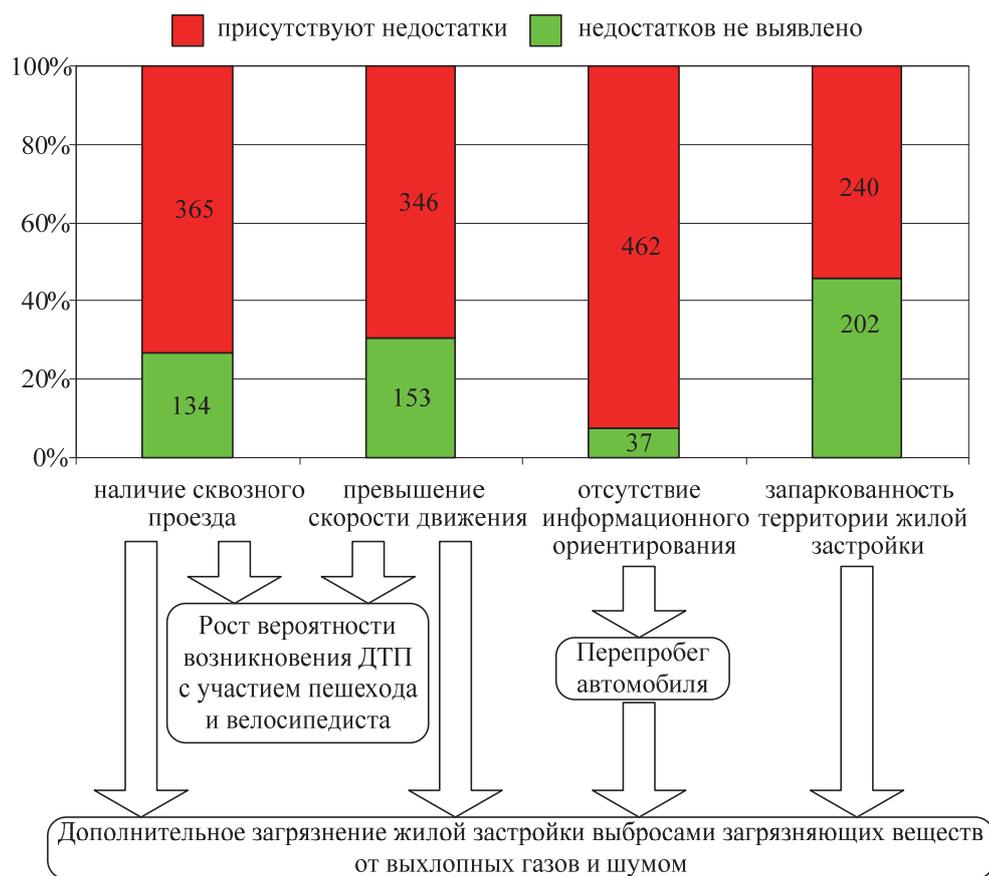


Рис. 4. Характеристика условий функционирования жилой застройки

Решение обозначенных проблем и задач требует разработки методического обеспечения, руководства и порядка инженерного обустройства, информационного обеспечения и транспортного обслуживания территории жилой застройки. С этой целью, в жилых зонах Ростова-на-Дону, изучены характеристики транспортных и пешеходных потоков, получены количественные показатели краткосрочных и долгосрочных процессов хранения автомобилей. Построены зависимости искомых характеристик от параметров территорий, получены методики расчета потребного количества мест для парковок и гаражей, получена методика оптимизации потребного количества выездов. Реализация новых принципов требует примене-

ния нестандартных средств обустройства, поэтому разработана классификация и номенклатура таких технических средств, сформулированы условия, правила и особенности их применения.

На основании детальной характеристики условий функционирования жилых зон, выполненных исследований, полученных зависимостей и других разработана методика инженерного обустройства жилых зон (см. рис. 5). Существует разница в обустройстве сложившейся застройки и перспективной. На этапах проектирования архитектор и инженер способны предотвратить появление негативных обстоятельств и последствий.

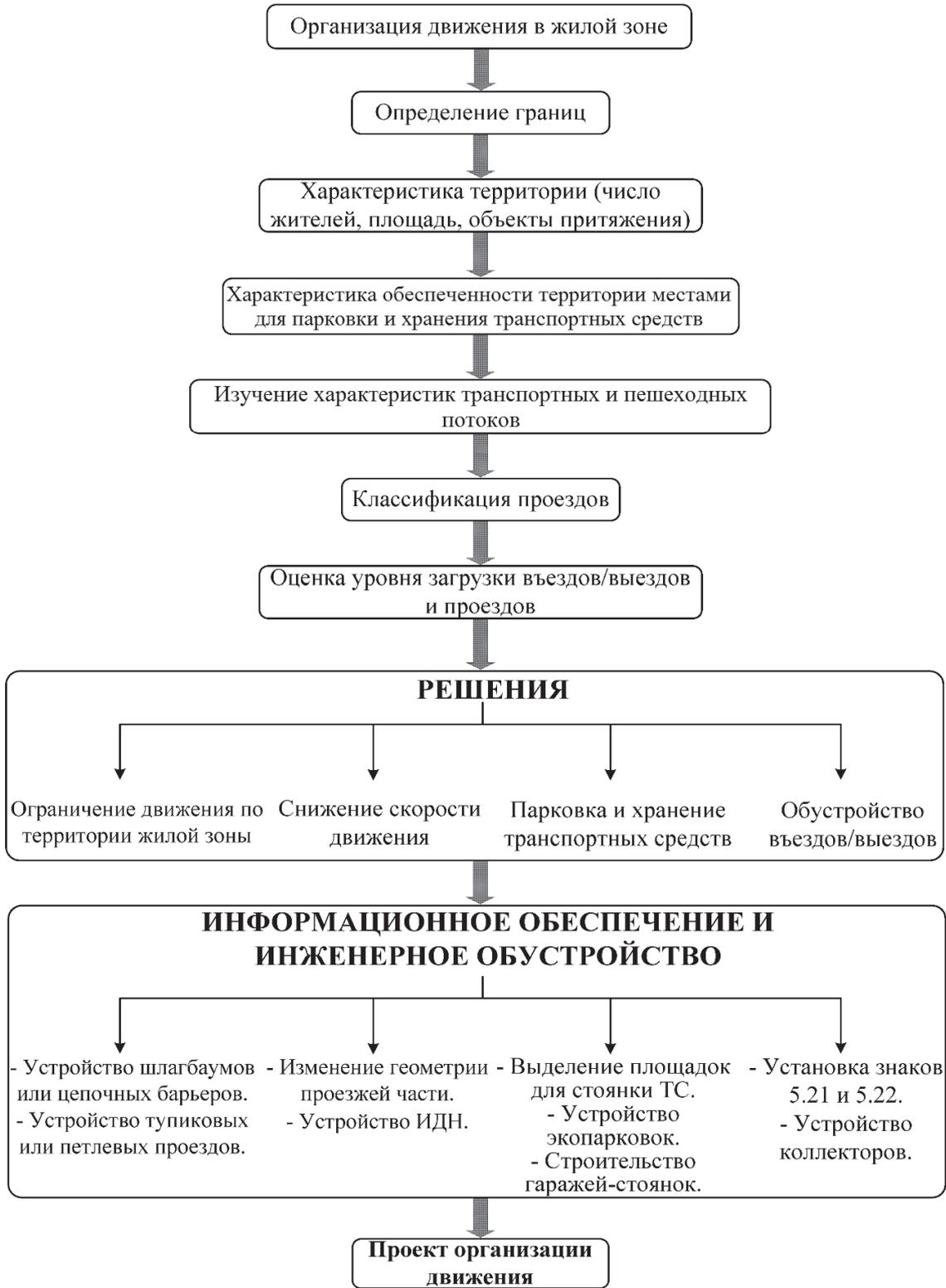


Рис. 5. Методика обустройства территории сложившейся жилой застройки



Рис. 6. Обустройство территории жилой застройки

На рис. 6 представлен фрагмент проектного решения по обустройству жилой зоны в Ростове-на-Дону, выполненный в соответствии с разработанной методикой.

Данный подход позволит вернуть селитебным территориям их первоначальную парадигму.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Поздняков, М. Н. Совершенствование методики проектирования организации дорожного движения на тер-

ритории жилой застройки / М. Н. Поздняков, В. С. Колесников // Прогресс транспортных средств и систем – 2013: Материалы международной научно-практической конференции, ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – С. 208–209.

2. Демченко, Е. В. Формирование жизнеспособных пешеходных пространств / Е. В. Демченко // Вестник магистратуры. – Йошкар-Ола. – № 7. – 2013. – С. 43–44.

3. Зырянов, В. В. Современные подходы к разработке комплексных схем организации движения / В. В. Зырянов, В. Г. Кочерга, М. Н. Поздняков // Транспорт РФ. – СПб. – № 1. – 2011. – С. 28–33.

УДК 711:625.712

Е. С. Преловская, А. Ю. Михайлов

ТРАНСПОРТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ: ОТ ГОРОДА К АГЛОМЕРАЦИИ

Иркутский государственный технический университет (ИрГТУ)

(e-mail: jessprelove@gmail.com)

В статье рассмотрена методика создания транспортной модели Иркутска и его городов-спутников, моделирование существующего каркаса улично-дорожной сети и сети маршрутов общественного транспорта, оценка эффективности существующей транспортной сети и ее тестирование на примере возможных сценариев развития транспортной системы региона, в целях повышения уровня транспортного обслуживания населения.

Ключевые слова: градостроительство, агломерация, транспортное моделирование, уровень транспортного обслуживания.

The article considers the creation of the transportation model of Irkutsk city and its satellite towns, the modeling of the existing framework of the road network and public transport routes to evaluate the efficiency of the existing street network and test the model by different possible scenarios of development of the transportation system in the Irkutsk region, in order to improve the quality of transportation service.

Keywords: urban planning, agglomeration, transportation modeling, the level of transport service.

Современный интерес к концепции городской агломерации связан с динамичными процессами развития крупных городских систем, в частности с урбанизацией, наблюдающейся в настоящее время в Российской Федерации.

Стихийное развитие крупных городов, а именно их территориальное «расползание», сопряжено с известными негативными последствиями: транспортными заторами, увеличением издержек на содержание существующих и строительство новых дорожных сетей и инфраструктуры, разрывами в доходах между муниципалитетами на периферии и в центре. Подобная ситуация наблюдается во многих российских городах, в частности и в Иркутске.

Мировой опыт свидетельствует, что рациональной формой градостроительной организации территорий является агломерация – форма взаимодействия соседних муниципалитетов, в результате которой создается единое социально-экономическое и инвестиционное пространство с общей системой социального, транспортного и инженерного обслуживания, природно-экологическим каркасом. В представленной пространственной структуре ресурсы используются более эффективно, возникает эффект синергии – агломерация, как единое целое, становится больше суммы своих частей, приобретает свойства, неприсущие отдельным ее элементам.

Перспектива создания Иркутской агломерации [5] видится в реализации проектов строительства новых энергомошностей, крупных транспортных комплексов, мультимодальных логистических центров и информационных узлов, а также образовательной и инновационной инфраструктуры. При этом основное внимание будет уделено повышению уровня качества жизни населения.

Создание Иркутской агломерации требует решения множества задач, в частности: планирование территориального развития с учетом охраны окружающей среды, реорганизация транспортной сети и интеграция пригородов с городом-метрополией.

Представляется наиболее перспективным полицентрическое развитие Иркутской агломерации, применение кластерного подхода, т. е. создание новых зон притяжения (субцентров) со своими объектами экономической активности и развитой сферой обслуживания и досуга.

Создание новых центров в периферийных районах Иркутска позволит снизить давление

на исторический центр. Для этого в каждом районе города необходимы:

- «эстетический магнит» – яркое архитектурное сооружение или общественное пространство;
- достаточный уровень взаимодействия района с городским центром;
- сбалансированная система общественного транспорта, учитывающая существующий и перспективный транспортный спрос.

С градостроительных позиций необходим переход к многофункциональной смешанной застройке (*mixeduse development*). Следует перемежать офисы, жилые дома и рекреационные зоны, одновременно создавая рабочие места вдоль транзитных линий, идущих из Иркутска, таким образом снижая эффект ежедневной маятниковой миграции по трудовым целям.

Одним из решений транспортных проблем агломерации представляется создание интермодальной скоростной системы общественного транспорта. Особый акцент необходимо сделать на совершенствование существующей системы общественного транспорта, на внедрение интеллектуальных транспортных систем, создание интермодальных транспортных узлов с широким спектром услуг.

Согласно концепции основа транспортной системы Иркутской агломерации представлена широкой сетью рельсового транспорта и автобусных маршрутов, речного транспорта, все элементы которых увязаны пересадочными узлами, перехватывающими парковками, и подкрепленная велосипедной инфраструктурой [5]. С Иркутском города-спутники предлагается связать новым общественным транспортом – скоростным трамваем (*LRT – Light rail transit*, *BRT – Bus rapid transit*).

Возможно, что автотранспортные магистрали, расположенные вдоль речного фронта, следует исключить, оставив лишь трамвайные пути, а благоустроенные и озелененные набережные станут доступны для всех горожан и превратятся в парковые и рекреационные зоны.

Основным инструментом решения поставленных задач повышения уровня транспортного обслуживания, как в отдельно взятом городе, так и в агломерации, является транспортное планирование. С этой целью была разработана транспортная модель Иркутской агломерации (рис. 1), включающая Иркутск и все поселения Ангарского, Иркутского и Шелеховского районов:

- модели улично-дорожной сети (УДС) и сети маршрутов общественного транспорта (ОТ);

- оценку транспортного спроса (т. е. транспортной подвижности населения), что позволило также определить существующий уровень транспортного обслуживания населения;

- моделирование нескольких сценариев развития транспортной системы Иркутской агломерации.

Для создания транспортной модели ис-

пользовался современной программный продукт VISUM (фирма PTV GROUP, Карлсруэ, Германия), который предназначен для моделирования УДС и транспортных систем городов на макроуровне [7]. При создании транспортной модели также учитывались рекомендации и результаты работ отечественных авторов [1–4].

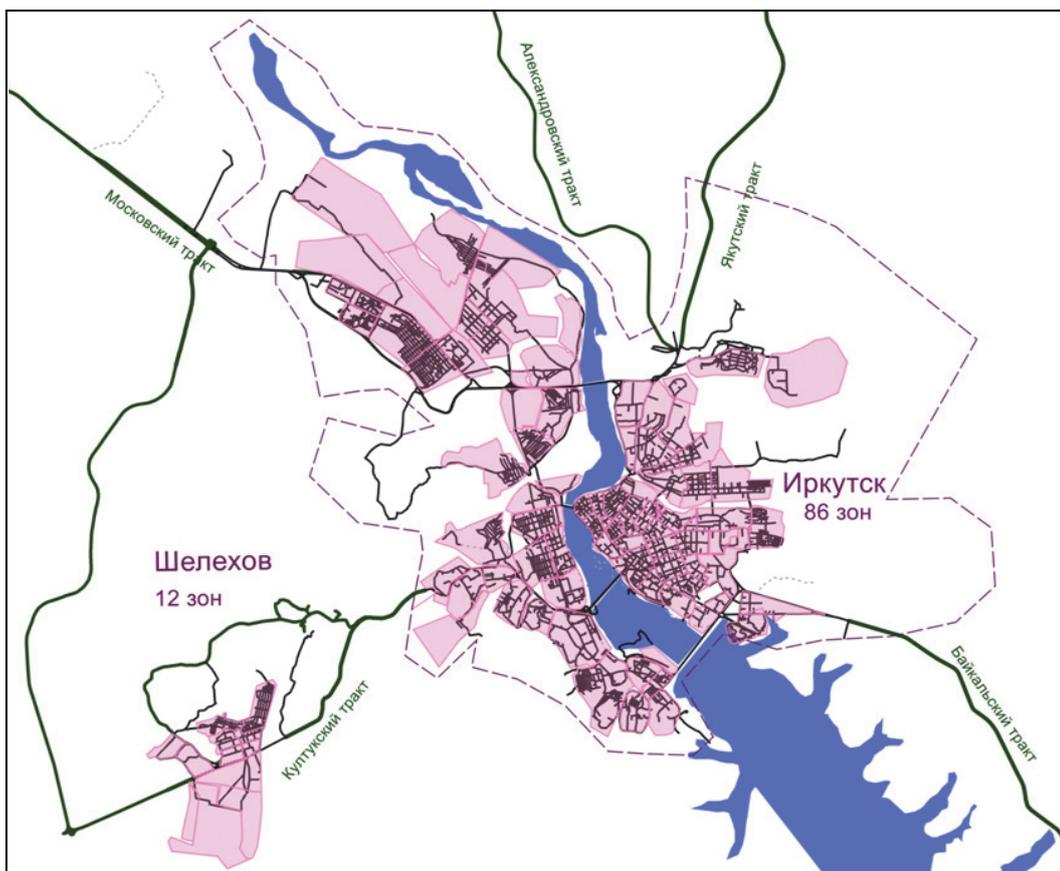


Рис. 1. Фрагмент модели УДС агломерации (г. Иркутск и его город-спутник Шелехов)

Проведенный анализ параметров транспортной сети свидетельствует, что одна из важнейших проблем организации движения заключается в низком уровне развития УДС на территории агломерации, что послужило причиной возникновения транзитных потоков через центр агломерации – Иркутск.

С увеличением интенсивности движения УДС Иркутска, прежде всего мосты через р. Ангара, исчерпали свою пропускную способность, что связано с распределением транспортных потоков, вызванным существующей моноцентрической структурой агломерации и топологией ее УДС (рис. 2).

Дефицит магистральных улиц и отсутствие дублирующих направлений привело к чрезмер-

ной концентрации потоков в центральной части города и на въездах в нее (Маратовское кольцо), в Свердловском районе (предместье Глазково) и ряде других участков УДС. На этих участках сети отмечается заметное снижение скорости движения и частое возникновение заторов.

Моделирование скоростной кольцевой дороги в составе существующей УДС (что предусматривалось генеральными планами почти на протяжении 50 лет), позволило продемонстрировать снижение нагрузки на магистральных улицах, в частности в одном из наиболее «узких мест» сети – стыке ул. Тракторная, ул. Боткина, где уровень загрузки с учетом перераспределения транспортных потоков понижается на 40–50 %.

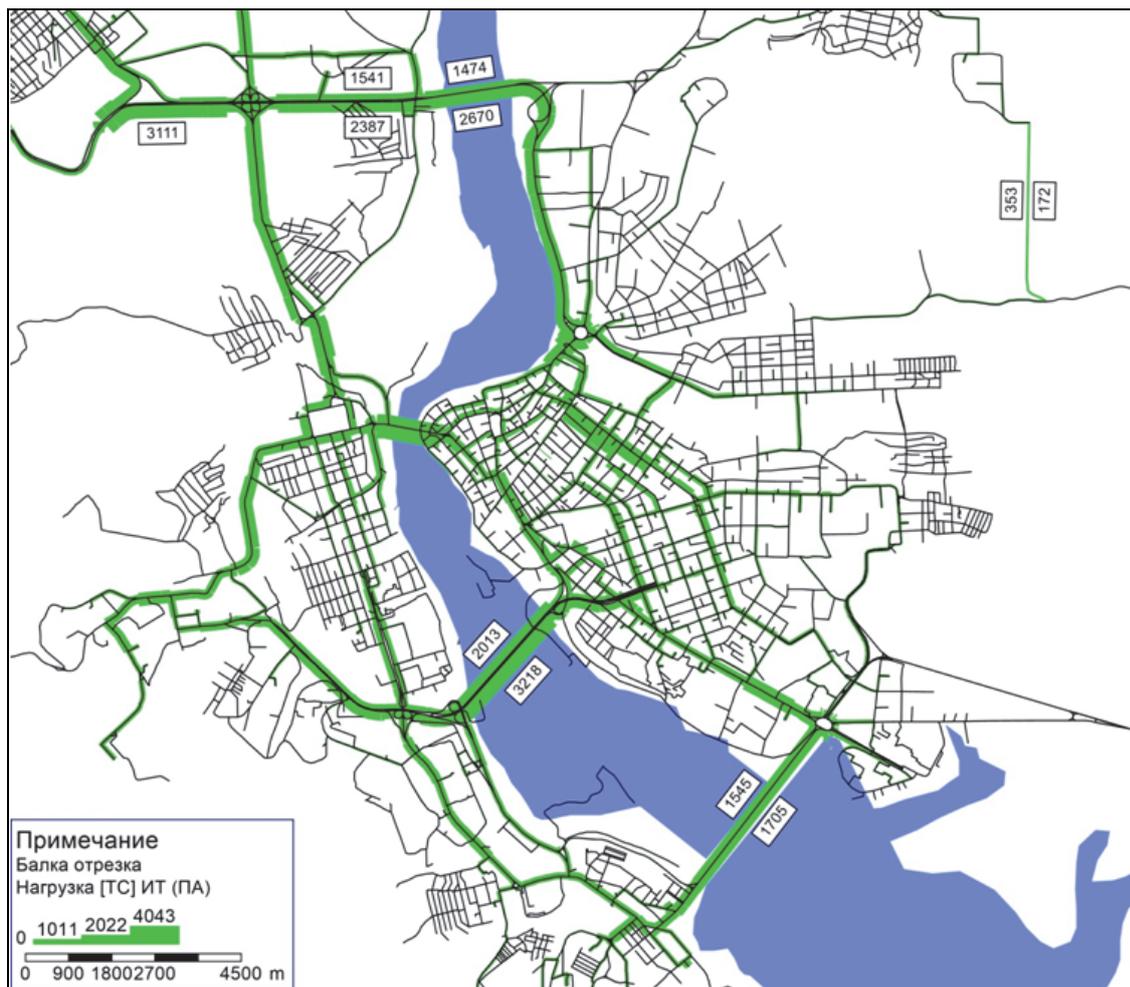


Рис. 2. Распределение транспортных потоков на магистральных улицах Иркутска в утренний «час-пик», авт./ч.

Важной составной частью созданной модели является сеть маршрутов общественного транспорта, на основе которой выполнено распределение пассажиропотоков при введении маршрутов на новом мосту через Ангару. В модель были внесены маршруты всех видов общественного транспорта, включая автобусные маршруты, маршруты, обслуживаемые подвижным составом малой вместимости, а также сеть маршрутов электротранспорта (трамвай и троллейбус).

Результаты проведенного транспортного анализа свидетельствуют, что одной из основных проблем существующей маршрутной сети ОТ Иркутска является ее низкая плотность. В настоящее время она не превышает $1,5 \text{ км/км}^2$ при рекомендуемых градостроительными нормами $2,0\text{--}2,5 \text{ км/км}^2$. Анализируя распределение маршрутов по имеющимся магистральным улицам, можно сделать вывод, что основная часть всех маршрутов сосредоточена вдоль городского кольца, состоящего из связки: ул. Лермонтова, старый

Ангарский мост, ул. Ленина, ул. Байкальская, плотина ГЭС. При существующем распределении маршрутов на УДС Иркутска наблюдаются чрезмерное дублирование маршрутов и их высокий коэффициент непрямолинейности.

Как следствие ряд магистральных улиц Иркутска перегружены маршрутным транспортом, что подтверждается высокими значениями маршрутного коэффициента (коэффициента наложения маршрутов), варьирующими в диапазоне 8–15. В результате наблюдается высокая загруженность остановочных пунктов ОТ и даже исчерпание их пропускной способности (ул. Ленина, ул. Дзержинского).

Низкая плотность маршрутной сети также является причиной увеличения накладных затрат на передвижение – т. е. большой продолжительности подходов к остановочным пунктам, что подтверждается результатами обследований. Для 90 % населения Иркутска затраты времени на подход к остановкам ОТ составляют 7–10 мин, существенно превышая суще-

ствующий 5-минутный норматив пешеходной доступности.

Все это в совокупности привело к снижению уровня транспортного обслуживания населения.

На основе полученного распределения пассажиропотоков и транспортных потоков между расчетными транспортными районами и совокупной оценки их транспортной доступности при существующей загрузке УДС, осуществлено моделирование более вариантов сети маршрутов ОТ в границах Иркутска и агломерации в целом, а также предложены мероприятия по внедрению системы интеллектуального транспорта.

Разработанная транспортная модель Иркутской агломерации позволяет на уровне транспортного планирования разрабатывать мероприятия по управлению транспортным спросом, повышению качества транспортного обслуживания населения и формированию устойчивой транспортной системы агломерации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гребенников, В. В. Виды транспортной доступности / В. В. Гребенников, Д. А. Манин, А. Г. Левашев, А. Ю. Михайлов. – Иркутск: Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость. – 2012. – № 1. – С. 56–61.
2. Левашев, А. Г. К вопросу об исследовании характеристик парковки в районе крупных центров обслуживания / А. Г. Левашев. – Иркутск: Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2011. – Т. 50. – № 3. – С. 55–59.
3. Левашев, А. Г. Проектирование регулируемых пересечений: учеб. пособие / А. Г. Левашев, А. Ю. Михайлов, И. М. Головных. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2007. – 208 с.
4. Михайлов, А. Ю. Современные тенденции проектирования и реконструкции улично-дорожных сетей городов / А. Ю. Михайлов, И. М. Головных. – Новосибирск: Наука, 2004. – 267 с.
5. Стратегия социально-экономического развития города Иркутска до 2025 года [Электронный ресурс] // Официальный сайт Иркутской администрации [сайт]. URL: <http://www.irkobl.ru/sites/sti/prikaz/-Transport%20i%20uslugi/.htm> (дата обращения: 23.08.2013).
6. J.D. Ortuzar, L.G. Willumsen: «Modelling Transport, Third Edition», John Wiley & Sons Ltd., England, 2001. – 499 с.
7. Schnabel, W., Lohse D. Grundlagen der Strassenverkehrstechnik und der Verkehrsplanung // Verlag fur Bauwesen, Berlin, Band 2. – 1997.

УДК 656.13.07+656.13.08

И. М. Рябов, И. С. Водолажский

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ГОРОДСКИХ ПЕРЕВОЗОК ПАССАЖИРОВ В ГОРОДЕ ВОЛГОГРАДЕ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ig.vod2012.auto.ru@yandex.ru)

Проанализировано современное состояние городских перевозок пассажиров в Волгограде, рассмотрены перспективные направления развития городского электротранспорта.

Ключевые слова: проблемы городских пассажирских перевозок, интервал движения, качество, аварийность.

Analyzes current situation of urban transport of passengers in Volgograd, considered promising directions of development of city electric transport.

Keywords: problems of urban passenger transport, traffic interval, the quality, the accident rate.

На сегодняшний день в Волгограде в часовой пик пассажирский транспорт на многих маршрутах переполнен и время ожидания пассажиров больше нормативного, отсутствует понятная пассажирам информация о расписаниях пассажирского транспорта. Перевозчиками не соблюдаются графики выпуска подвижного состава, низкая скорость движения, вследствие недостаточной пропускной возможности дорог (частых пробок на дорогах). Другая выявленная проблема связана с отсутствием контроля над коммерческим сегментом рынка пассажирских перевозок, вследствие чего имеют место следующие негативные моменты: высокий уровень дублирования маршрутной сети и спон-

танный характер ее развития; доминирование изношенных автобусов малой вместимости; отсутствие действенных нормативно-правовых практик регулирования рынка, в том числе касающихся конкурсных процедур.

В настоящее время городские перевозки пассажиров в Волгограде осуществляют 4 крупных муниципальных предприятия: МУП «Метроэлектротранс», МУП ВПАТП № 7, ОАО «Волгоградтранспригород» и ООО «Пассажирский порт Волгоград», а также 84 частных перевозчика, общая протяженность их маршрутов составляет 3197,6 км. На улицах города работают около 3000 частных маршрутных такси, которые усугубляют проблему с пробками на дорогах.

Проведем анализ городских перевозок пассажиров, подвижного состава основных перевозчиков и аварийности в городе Волгограде.

На рис. 1 показано распределение объема перевезенных пассажиров за 2012 год муниципальными предприятиями города.

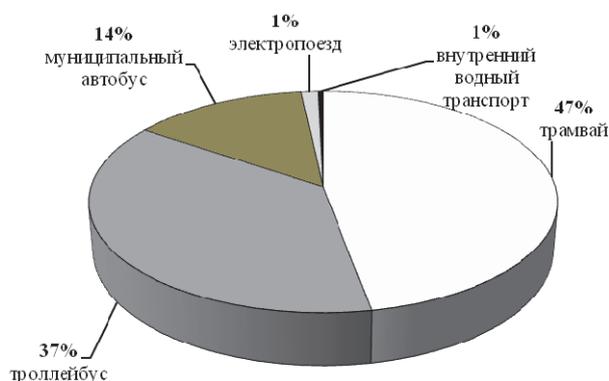


Рис. 1. Распределение по видам транспорта объема перевезенных пассажиров муниципальными предприятиями города за 2012 год

Из рис. 1 видно, что 85 % перевозок выполнено электротранспортом. Это хороший показатель, однако, маршрутными такси было перевезено почти в 1,5 раза больше пассажиров, чем муниципальными предприятиями пассажирского транспорта [1]. Таким образом, из анализа приведенной статистики следует, что в Волгограде имеет место нерациональное, распределение перевозок пассажиров по видам транспорта.

Анализ дорожно-транспортных происшествий, совершенных за последние два года в Волгограде на различных видах городского общественного пассажирского транспорта (рис. 2) показывает, в 2011 году наибольшая доля ДТП – 83 % приходится на частные маршрутные такси, по 7 % и 10 % ДТП соответственно на автобусы и электротранспорт.

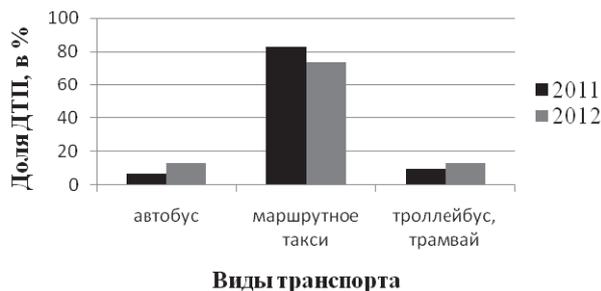


Рис. 2. Динамика ДТП по видам пассажирского транспорта за 2011 и 2012 гг.

Низкую аварийность на муниципальном городском пассажирском транспорте можно объяснить высокой профессиональной подготовкой водительского состава, большим стажем вождения, а также должным техническим осмотром подвижного состава перед выездом на линию и тщательным медицинским осмотром водителей.

На частных маршрутах повлиять на ситуацию может принятие федерального закона о муниципальном заказе на перевозки. Это даст возможность заключать договора на обслуживание того или иного маршрута на конкурсной основе, что повысит ответственность перевозчика и даст необходимый стимул – больше времени уделять вопросам безопасности движения, и повышению профессионального мастерства водительского состава.

Таким образом, для разгрузки улиц и снижения аварийности необходимо развивать транспорт большой вместимости, а также скоростные виды транспорта [2].

Рассмотрим интервалы движения муниципального транспорта на автобусных маршрутах № 2 и № 77.

Параметры маршрутов

№ маршрута	Протяженность, км	Техническая скорость, км/ч.	Количество автобусов на линии, ед.	Средний интервал движения в часы-пик (мин)
2	25,3	30	10	14,1
77	40,2	35	14	14,3

Из таблицы видно, что интервалы велики. Для комфортного перемещения жителей города на этих маршрутах, интервал должен быть сокращен до 10 минут. Наличие большого интервала объясняется малым количеством автобусов на маршрутах и низкой скоростью движения вследствие отсутствия светофорного регу-

лирования, дающего приоритет автобусам и высокой интенсивности движения транспорта, которая является основной причиной возникновения заторов на дорогах.

Рассмотрим, какими путями можно снизить интервал движения на рассмотренных маршрутах (табл. 1). Для этого построим зависимости

интервала движения в часы-пик от технической скорости (рис. 3) и от количества автобусов на линии (рис. 4).

Анализируя эти зависимости, можно сделать вывод, что интервал движения муниципальных автобусов на линии в часы-пик уменьшается практически пропорционально росту технической скорости и увеличению количества автобусов на линии. Таким образом, для повышения качества обслуживания пассажиров необходимо увеличивать оба показателя.

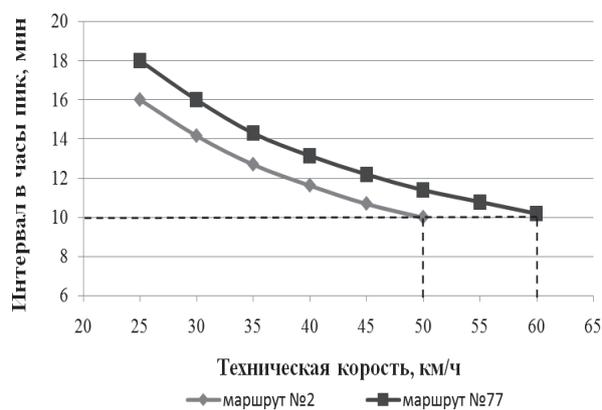


Рис. 3. Зависимость интервала в часы-пик от технической скорости

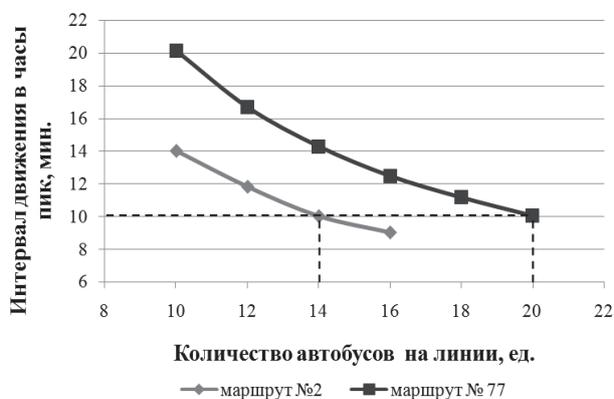


Рис. 4. Зависимость интервала в часы-пик от количества автобусов на линии

Из рис. 3 видно, что для снижения интервала движения в часы пик до 10 минут, нужно повысить техническую скорость до 60 км/ч. В современных городских условиях такой технической скорости достичь не представляется возможным. Что касается количества автобусов, то для маршрута №2 нужно выпустить на линию в часы пик 14 автобусов, а на маршруте №77 соответственно 20 автобусов, что вполне реально, хотя увеличит расходы предприятия.

Интервалы движения маршрутных такси составляют от 5–7 минут (например, маршрут 2с и 15с). Поэтому волгоградцы для передвижения часто предпочитают маршрутные такси. Однако в часы пик и их вместимости не хватает, пассажиры часто пропускают переполненные микроавтобусы и поэтому не удовлетворены качеством транспортного обслуживания.

Согласно нормам (СНиП 2.07.01-89) в городах, с населением более одного млн. человек, затраты времени на передвижение от мест проживания до мест работы для 90 % пассажиров (в один конец) не должны превышать 40 минут. В городе Волгограде, чтобы добраться из южной части города в его центральную часть, горожане тратят на перемещение намного больше.

Известно, что продолжительность поездки, ее комфортность определяет так называемую транспортную усталость пассажира, которая влияет на производительность и качество труда. Каждые 10 минут дополнительного времени, затраченные на передвижение к месту работы в дискомфортных условиях, снижают производительность труда на 3–4 %.

Таким образом, отсутствие рациональной организации городского пассажирского транспорта и отставание возможностей транспортных предприятий от потребностей населения в транспортном обслуживании ведут не только к прямой потере времени пассажирами, но и снижению производительности труда и ухудшению настроения жителей города.

Поэтому очень важно для решения сложившейся транспортной проблемы в Волгограде осуществлять дальнейшее развитие скоростных видов транспорта.

В нашем городе уже существует скоростной трамвай (СТ), который соединяет пассажирским сообщением пять из восьми районов города. Продолжительность поездки на маршрутах СТ составляет 30–35 минут, интервал движения в часы пик 2–4 минуты, в межпиковое время – 5–7 минут. Ежедневно на линию выпускается 39 скоростных трамвайных поездов.

Еще одним скоростным видом транспорта в городе являются электропоезда. Это единственный вид транспорта, который перемещает пассажиров без пересадок и пробок из южных районов Волгограда в северную часть города. Однако он выполняет очень малый объем перевозок – 1 % (рис. 1). Это связано с тем, что на городском электропоезде действует единый проездной тариф – 26 рублей, вне зависимости

от расстояния. Такой тариф привлекает только пассажиров, следующих на большие расстояния, а также льготников. Но оплата проезда в 26 рублей не выгодна пассажирам, которые передвигаются на короткие расстояния (4–5 остановок).

По нашему мнению, для повышения качества обслуживания пассажиров необходимо ускорить внедрение следующих перспективных направлений развития трамваев и электропоездов:

- строительство третьей очереди скоростного трамвая;
- открытие трамвайного маршрута Обувная фабрика – Хорошева или Жилгородок;
- модернизация вагонов, установка электрооборудования TV-Progress, а также реновация салона вагонов;

- объединение электротранспорта в Кировском и Красноармейском районах в одну систему;

- установка на переездах через пути скоростного трамвая управляемых трамваями светофоров;

- введение на городских электропоездах зонного тарифа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Город Волгоград в цифрах. Статистический сборник. – Волгоград, 2012. – 58 с.
2. Пассажиры автомобильные перевозки: учебник для вузов / В. А. Гудков, Л. Б. Миротин, А. В. Вельможин, С. А. Ширяев; под ред. В. А. Гудкова. – М. : Горячая линия - Телеком, 2004. – 448 с.

УДК 656.132.072

И. М. Рябов, Х. Т. Т. Нгуен

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА ГОРОДА ХАНОЙ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: avp24897@mail.ru)

Статья посвящена анализу современного состояния пассажирского транспорта г. Ханой.

Ключевые слова: состояние пассажирского транспорта; город Ханой, автобус, качество обслуживания пассажиров.

This article analyzes the current state of mass transit in Hanoi.

Keywords: state passenger transport Hanoi, bus passenger service quality.

Ханой – главный политический, культурный и образовательный центр Вьетнама. Город занимает второе место по промышленному значению после города Хо Ши Минь. Развито кустарно-ремесленное производство, станко- и судостроение, швейная, табачная, пищевая, керамическая промышленность. Ханой находится на намыве в центре равнины Розовой реки, что практически исключает возможность использования подземного транспорта, но благоприятно для развития автомобильного и водного транспорта. В настоящее время по состоянию на 2011 год по административным документам в г. Ханой входят 10 городских районов (Ба Динь, Кау Жай, Донг Да, Хоан Кием, Хай Ба Чынг, Ха Донг, Хоанг Май, Лонг Бьен, Тай Хо, Тхань Суан), один городок местного значения (Шон Тэй) и 18 уездов (Тхьюнг Тин, Донг Ань, Зя Лам, Ты Льем, Тхань Чи, Шок Шон и др.) [1].

За период с 1992 до 2012 г.г. численность постоянного населения Ханоя увеличилась с 2,2 млн. чел. до 6,7 млн. человек, т. е. более чем

в 3 раза, в то же время общая площадь увеличилась с 924 км² до 3,34 тыс. км², т. е. в 3,6 раза [2]. Теперь Ханой вошел в число 17 крупнейших по площади городов мира.

Из-за экономических условий, социальных и других причин объективного и субъективного характера, развитие транспортной инфраструктуры еще недостаточное, и нет никакого общего плана изменения ситуации на дорогах, поэтому пассажирский транспорт г. Ханой имеет много проблем. Структура транспортной сети отличается неразвитой связью между отдельными районами. В новых районах города (Хоанг Май и Лонг Бьен) очень мало дорог, так что движение сосредоточено в основном в центральном районе города, в результате чего возникают заторы. Качество дорог плохое: примерно в 80 % дорог с шириной 7,11 м, только 20 % дорог с шириной более 12 м [3]. В тех жилых районах Ханоя, где наблюдается ограниченное использование общественного транспорта, дороги не соответствуют стандартам,

поэтому осуществляется реконструкция автомобильных дорог [1]. В настоящее время в городе Ханой используются личные автомобили, такси, мопеды, велосипеды, и единственный общественный транспорт – автобус (рис. 1).

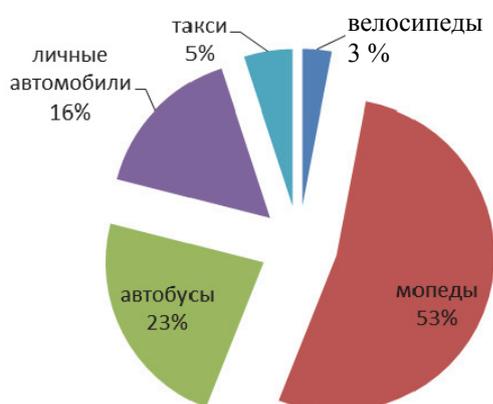


Рис. 1. Соотношение различных видов транспортных средств, используемых для перевозок людей в г. Ханой

Автобусный транспорт является очень важным для рабочих людей с низким уровнем доходов и студентов в г. Ханой. Они являются главными в формировании пассажиропотоков для автобусов (рис. 2).

Имеется 3 уровня стоимости билета, зависящие от расстояния выбранного маршрута: 5, 8,5 и 10,1 рублей.

Дешевизна является ключевым фактором для привлечения пассажиров на автобусы. С развитием экономики и культуры страны качество обслуживания пассажиров автобусом г. Ханой тоже повышается. В период с 2003 по 2011 гг. в Ханой количество маршрутов автобусов и перевезенных за год пассажиров увеличилось в 2 раза (рис. 3 и 4).

Центральное правительство в настоящее время признает важность общественного транспорта в крупных городах и старается призвать частный сектор открывать новые маршруты, проводить модернизацию существующих госпредприятий.

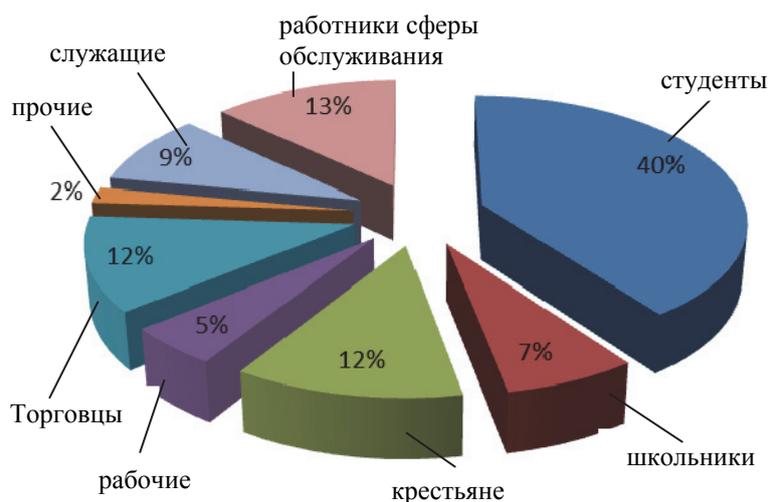


Рис. 2. Распределение пассажиров автобусов по социальному составу

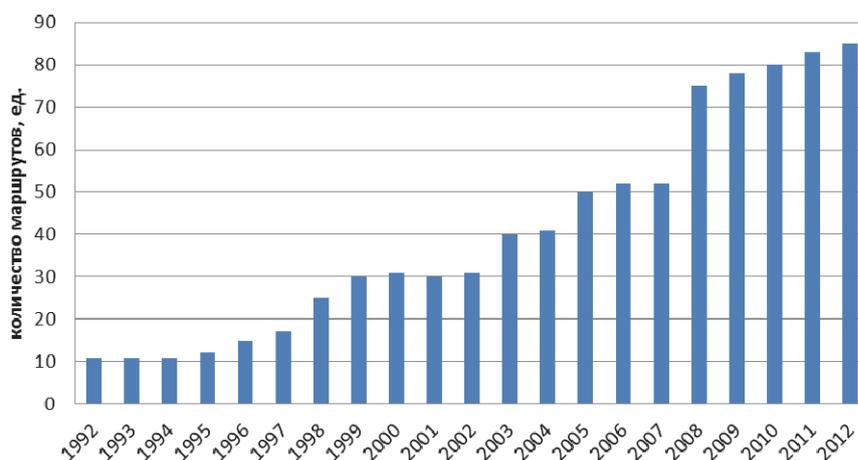


Рис. 3. Изменение количества маршрутов автобусов в г. Ханой с 1992 по 2012

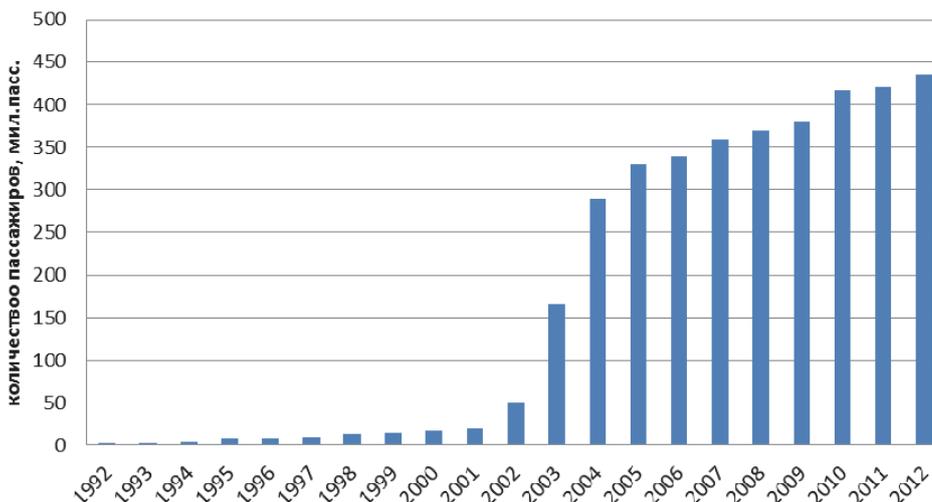


Рис. 4. Динамика количества пассажиров, перевезенных автобусами г. Ханой за период с 1992 по 2012 гг.

Однако 10 районов и 19 округов пока не обслуживаются автобусами. В отдельных районах автобусные маршруты обслуживают только определенный участок в районе.

В городских районах, расположенных близко к центру города, маршрутная сеть достаточно плотная.

Среднее расстояние маршрута составляет 19,5 км, при этом 9 маршрутов имеют протяженность больше 20 км, а 4 маршрута – больше 30 км. Процент пассажиров, выполняющих пересадки, очень велик и не отвечает требованиям качества перевозок пассажиров (рис. 5).

Далеко не все автобусы в Ханой являются комфортабельными, но те, которые отправляются в места, популярные среди туристов, отличаются повышенным комфортом.

Не во всех салонах автобусов есть кондиционер и схема движения маршрута, отсутствует объявление следующей остановки, нет информации о номерах телефонов центра управления городским транспортом.

В настоящее время в г. Ханой используются следующие модели автобусов: DAEWOO, TRANSINCO, HYUNDAI и MERCEDES, показатели работы которых приведены в табл. 1.

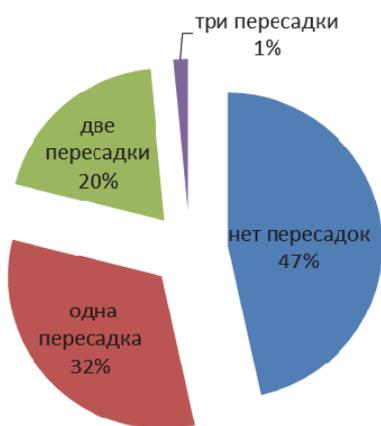


Рис. 5. Соотношение количества пассажиров, выполняющих одну, две и три пересадки при пользовании автобусом в г. Ханой

В 2012 году число остановок автобуса в г. Ханой достигло 1700 ед. и продолжает увеличиваться. Среднее расстояние между остановками составляет 782 м [3]. В 2020 г. в г. Ханой планируется освоить более 100 маршрутов автобусов.

Таблица 1

Показатели работы автобусов в г. Ханой

Вместимость (пасс.)	Количество подвижного состава	Количество маршрутов	Средняя длина маршрута (км)	Средний интервала движения (мин.)
80	312	22	24,7	12,5
60	391	30	21,2	15
45	39	3	18,6	17
30	45	4	16,9	17
24	33	3	16,1	17

Как видно из табл. 1, в Ханой используются в основном автобусы вместимостью 60 и 80 пассажиров. Интервалы движения автобусов очень большие. Это свидетельствует о том, что подвижного состава недостаточно. Серьезной проблемой является недостаточное финансирование, поэтому автобусы осуществляют лишь около 23 % от всех пассажирских перевозок в городе. Очевидно также, что использование автобусов не так эффективно, как это должно быть.

В настоящее время общественный транспорт в г. Ханой существует, но не удовлетворяет спрос пассажиров.

Таблица 2

Основные достоинства и недостатки работы общественного автобусного транспорта в г. Ханой

Основные достоинства	Основные недостатки
<ul style="list-style-type: none"> • Высокая мобильность, независимо от конфигурации транспортной сети. • Возможность быстро организовать перевозки. • Относительно низкие инвестиционные затраты для открытия новых маршрутов. • Дешевый тариф, который привлекает большинство людей со средним уровнем доходов или низким. • Использование автобусов способно экономить общие социальные затраты по сравнению с использованием индивидуальных транспортных средств 	<ul style="list-style-type: none"> • Недостаточная организация перевозок пассажиров автобусами. • Низкое качество технического обслуживания авто-транспортных средств. • Частые нарушения правил дорожного движения, всеми участниками движения вследствие недостаточного контроля. • Несоответствующий тип транспортного средства и его размера. • Плохое обращение с пассажирами

Основные достоинства и недостатки общественного транспорта в г. Ханой приведены в табл. 2.

Таким образом, в г. Ханой важнейшим средством передвижений населения является автобусный транспорт. В настоящее время он бурно развивается как по количеству подвижного состава, так и по количеству маршрутов. Однако анализ современного состояния пассажирского транспорта показал, что уровень качества обслуживания пассажиров городским транспортом нуждается в серьезном повышении, что потребует значительных материальных вложений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ле, Т. Социально-экономическая география Вьетнама / Т. Ле. – Ханой, 2003. – 315 с.
2. Буй, Х. Ш. Статистика города Ханоя в 2012 г. / Х. Ш. Буй. – Ханой: Статистики, 2012. – 109 с.
3. Транспортная сеть города Ханой: оценка состояния / Тхи Тху Хыонг Нгуен, П. А. Мыльников, В. А. Гудков, Н. В. Дулина // Социокультурные исследования: межвуз. сб. науч. тр. Вып. 18/19 / редкол.: Н. В. Дулина (отв. ред.) [и др.]; ФГБОУ ВПО «ВолгГТУ», Администрация Волгоградской области. – Волгоград, 2013. – С. 198–200.

УДК 656.132.072.6

Ю. В. Скобелев, А. В. Куликов, И. А. Деев

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВА ОБСЛУЖИВАНИЯ ПАССАЖИРОВ, ПЕРЕМЕЩАЮЩИХСЯ В ПРИГОРОДНОМ И МЕЖДУГОРОДНОМ НАПРАВЛЕНИЯХ ГОРОДА ВОЛГОГРАД

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: yurijskobelev@yandex.ru)

В статье рассмотрены основные показатели качества, которые влияют на удовлетворение запросов пассажиров, перемещающихся в пригородном и междугороднем направлениях.

Ключевые слова: качество, транспорт, пассажиры, услуги.

In the article the main figure of merits which influence satisfaction of inquiries of the passengers transferred in suburban and long-distance directions are considered.

Keywords: quality, transport, passengers, services.

Качество услуг оценивается по разности двух условных величин – ожидания потребителя и фактических параметров оказываемых услуг. Эта разность называется расхождением, она оценивает степень удовлетворенности потребителя качеством услуги. Если фактические величины параметров качества и ожидаемые совпадают или оказываются близкими, то качество считается удовлетворительным [1, с. 17].

Среди наиболее важных параметров качества услуг можно выделить следующие:

Осязаемость, т. е. восприятие потребителями среды оказываемой услуги (чистота салона

транспортного средства, оборудование его аудио- и видеотехникой при междугородных перевозках, внешний вид транспортных средств, обеспечение мониторинга услуги и т. д.);

Надежность – отсутствие срывов и опозданий рейсов, последовательность и своевременность выполнения транспортной услуги «точно в срок»;

Ответственность – гарантии выполнения услуг, желание персонала помочь потребителю услуг;

Законченность – наличие необходимых навыков, конкретных знаний и компетентность персонала;

Доступность – простота процедуры установления контактов с предприятием, предоставление клиенту выбора удобного времени оказания услуг;

Комфортность – обстановка и условия, в которых осуществляется поездка с точки зрения удобства для потребителя;

Безопасность – отсутствие риска для пассажиров;

Вежливость – любезность, корректность персонала;

Коммуникабельность персонала – способность персонала общаться с пассажирами в доступном и понятном им стиле;

Взаимопонимание – знание и изучение интересов пассажиров, учет их требований при формировании работы транспорта.

Для определения удовлетворенности пассажиров качеством транспортного обслуживания мы воспользовались методами социологии. В результате организации исследования и интерпретации данных, мы получили количественные оценки уровня качества транспортных услуг. Для реализации этого был выполнен ряд этапов [2, с. 28; 3, с. 71]:

1. Описание проблемной ситуации, постановка проблемы.

Ситуация с организацией пригородных и междугородних перевозок пассажиров в городе Волгограде является проблемной. Отсутствие централизованного управления приводит к несогласованию потребностей в перевозках пассажиров и возможностями частных перевозчиков, что сказывается на качестве обслуживания пассажиров.

Для решения данной проблемы необходимо узнать мнение самих пассажиров по поводу оказания транспортных услуг.

2. Определение цели и задач исследования.

Цель исследования – изучение потребностей пассажиров в области транспортных услуг.

Задачи исследования:

Социологический опрос пассажиров на пригородных и междугородних направлениях.

Автоматизация обработки полученных результатов опроса.

Формирование выводов по итогам опроса.

3. Определение объекта и предмета исследования.

Объект исследования – пассажиры, в возрасте от 18 лет, перемещающихся в пригородном и междугороднем направлениях.

Предмет исследования – уровень удовле-

творенности пассажиров качеством транспортного обслуживания.

4. Инструментализация и операционализация основных понятий исследования.

На этом этапе мы нашли показатели, которые отражали важные, значимые для исследования части содержания ключевых понятий и одновременно поддавались измерению.

5. Формулировка рабочих гипотез.

Предположением является то, что качество транспортных услуг не соответствует ожиданиям потребителей. В результате исследования гипотеза должна или подтвердиться, или быть опровергнутой.

6. Определение типа требуемой информации и источников ее получения – определение методов сбора необходимых данных.

В исследовании была использована информация, полученная на основе первичных данных. Это обусловлено тем, что решение проблемы требует современных данных. Получение информации производится путем интервьюирования респондентов.

Методом сбора информации является раздаточное анкетирование. Объем выборки для проводимого исследования составляет 94 человека.

7. Проектирование инструментария для сбора данных.

Инструментом, используемым в исследовании является анкета.

Для расчета уровня потребительской удовлетворенности пассажирам было предложено оценить степень важности и реализации предложенных показателей качества транспортных услуг по десятибалльной шкале, где 0 – совсем не важно (не реализуется вообще), 10 – очень важно (реализуется в полном объеме). Каждому значению балла соответствует степень удовлетворенности.

Наглядно результаты опроса представлены на рисунке в виде профиля показателей качества транспортного обслуживания.

Линия А показывает максимально возможный уровень качества или максимальную удовлетворенность пассажиров качеством обслуживания. Линия В показывает значимость каждого показателя для пассажиров. Линия С – это уровень реализации качества. Цифрами от 1 до 22 обозначены элементы качества: 1 – Безотказность работы транспорта (отсутствие поломок); 2 – Надежность (перемещение точно по расписанию); 3 – Безопасность дорожного движения,

отсутствие ДТП; 4 – Экологическая безопасность; 5 – Минимальное время перемещения; 6 – Наличие откидных сидений; 7 – Освещенность в салоне; 8 – Приспособленность транспорта к движению в различных дорожных условиях; 9 – Стоимость проезда (величина тарифа); 10 – Внешняя привлекательность транспорта; 11 – Информация о расписании движения; 12 – Вежливость водителя; 13 – Мастерство водителя (квалификация); 14 – Музыка в салоне; 15 – Чистота в салоне; 16 – Комфортная температура в салоне; 17 – Удобная ширина дверей; 18 – Наличие телевизора в салоне; 19 – Подходящая высота ступенек; 20 – Наличие багажного отделения; 21 – Наличие уборной комнаты в салоне; 22 – Оборудование салона откидными столиками.

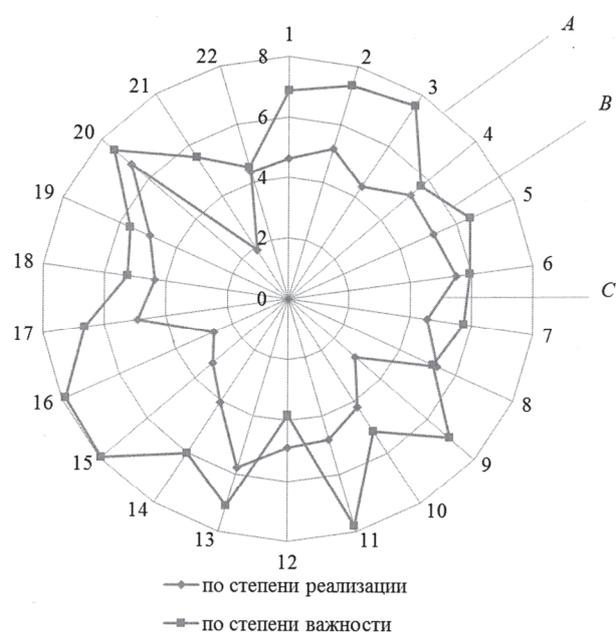


Диаграмма показателей качества транспортного обслуживания

Из рисунка можно видеть, что существующий уровень качества предоставляемого транспортного обслуживания в целом не соответствует желаемому и тем более, максимально возможному. Существенным компонентом, влияющим на качество транспортных услуг является показатель стоимости проезда. Также особого внимания заслуживает проблема поддержания оптимальной температуры в салоне автобуса.

На основании выполненного исследования, с учетом замечаний и пожеланий опрошенных пассажиров, в качестве мер по повышению качества транспортного обслуживания можно предложить следующее.

1. Создание в городе Волгограде сети автовокзалов, охватывающих всю территорию города (три автовокзала: Южный – Красноармейский район, Центральный – прежнее место, Северный – Тракторозаводский район).
2. Перераспределение пригородных маршрутов с использованием трех автовокзалов.
3. Строительство нового центрального автовокзала с учетом современных требований и предпочтений пассажиров, и возможностью размещения большего числа автобусов.
4. Применение гибкой тарифной политики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Логистика: общественный пассажирский транспорт: учебник для студ. эконом. вузов / под общ. ред. Л. Б. Миротина. – М. : Экзамен, 2003. – 224 с.
2. Дулина, Н. В. Основы прикладной социологии: учеб. пособ. / Н. В. Дулина, И. А. Небыков, В. В. Токарев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 154 с.
3. Завьялов, П. С. Маркетинг в схемах, рисунках, таблицах: учеб. пособ. / П. С. Завьялов. – М. : ИНФРА-М, 2004. – 496 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113

В. К. Магомедов, Г. М. Сурхаев

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПОЛУПРИЦЕПОВ АВТОПОЕЗДОВ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ПУТЕМ ВЫРАВНИВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕЗОТКАЗНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ИХ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Махачкалинский филиал Московского автомобильно-дорожного
государственного технического университета (МАДИ)

(e-mail: tera@mail.ru, mfmadi@dagestan.ru)

В статье приведена методика оценки безотказности и долговечности полуприцепов автопоездов в горных условиях.

Ключевые слова: отказы, автопоезда, прицепы, горная дорога.

The article describes a method of estimating the reliability and durability semi-trailers trucks in mountain conditions.

Keywords: failures, truck, trailers, mountain roads.

В работах многих авторов [1–4] расчет наработок до отказа и на отказ технических объектов проводится для изделия в целом, без учета законов распределения случайных величин, характеризующих отказы отдельных элементов, либо, в некоторых случаях, на уровнях узлов или агрегатов с использованием расчетной модели закона нормального распределения. Первый подход не позволяет оценить влияние отдельных составных частей объекта на надежность объекта в целом, а использование закона нормального распределения в случаях, когда реальный закон существенно отличается от нормального, приводит к снижению точности расчетов и искажению достоверности получаемых результатов.

Известными методами повышения надежности технического объекта являются выравнивание показателей безотказности и долговечности его составных частей и повышение их ремонтпригодности. Для реализации данных методов применительно к полуприцепам, эксплуатируемым в горных условиях, необходимо исследование математических закономерностей отказов отдельно на уровне деталей, узлов и агрегатов, на основе чего можно принимать решение о методах достижения требуемого уровня безотказности и долговечности, а также о мероприятиях по повышению ремонтпригодности (своевременной закупке запасных ча-

стей и планировании технических обслуживаний и текущих ремонтов).

Расчетная схема надежности полуприцепа, при которой отказ каждого элемента приводит к отказу системы в целом, представляет собой цепь с последовательным соединением составных частей. Вероятность безотказной работы полуприцепа $P_n(l)$ определяется в виде функции наработки l , рассчитываемой по теореме умножения вероятностей

$$P_n(l) = \prod_{j=1}^n P_j(l), \quad (1)$$

где $P_j(l)$ – вероятность безотказной наработки j -го узла в функции наработки.

Поскольку отказы узлов в составе изделия взаимно независимы и случайны по времени, то аналогично вероятности безотказной работы j -го узла

$$P_j(l) = \prod_{i=1}^m P_i(l), \quad (2)$$

где $P_i(l)$ – вероятность безотказной работы i -й детали j -го узла в функции наработки l .

Расчет показателей надежности, связанных с понятием «наработка до отказа», проводился на основе статистических данных по эксплуатации полуприцепов ОдАЗ-9357 и КЗАП-9370, работающих в горных условиях. При статистической обработке данных расчет проводился как по данным об объектах, достигших пре-

дельных состояний (отказавших), так и по данным об объектах, наблюдения за которыми приостановлены по причине окончания установленного срока наблюдений (приостановленных объектах). Величина интервала вариационного ряда для полуприцепов принималась $\Delta l = 10000$ км.

Накопленная частота отказов m_{ni} , отнесенная к верхней границе интервала наработки, определялась по выражению

$$m_{ni} = m_{n(i-1)} + \Delta_i \cdot n_i, \quad (3)$$

где $m_{n(i-1)}$ – накопленная частота, отнесенная к верхней границе предшествующего интервала; n_i – число отказавших объектов в интервале; Δ_i – вес отказа.

Если в данном интервале наработки не было приостановленных объектов,

$$\text{то} \quad m_{ni} = \sum_{i=1}^n n_i. \quad (4)$$

Для не группированного в интервалы вариационного ряда накопленная частота m_i определялась соответственно каждому значению наработки l_i :

$$m_i = m_{i-1} + \Delta_i. \quad (5)$$

При этом вес отказа в интервале

$$\Delta_i = \frac{N + 1 - m_{n(i-1)}}{N + 1 - K_i}, \quad (6)$$

где $K_i = \sum_{j=1}^{i-1} (n_j + q_j)$; q_j – число приостановленных объектов в интервале.

Как видно из формулы, изменение веса отказа Δ_i происходит в тех интервалах, которым предшествуют интервалы с приостановленными объектами. При этом если вариационный ряд начинается с отказавшего объекта, то вес отказа Δ_i будет равен единице до момента приостановки наблюдений.

Вероятности отказов F_i (накопленные частоты), соответствующие величинам наработки l_i , определялись по формуле

$$F_i = \frac{m_{ni}}{N + 1}. \quad (7)$$

Расчет законов распределения наработок до отказа проводился путем построения вариационного ряда, определяемого следующими показателями: l_{\max} – максимальная наработка (до отказа или приостановленная), км; l_{\min} – минимальная наработка (до отказа или приостановленная), км; Δl – величина интервала вариационного ряда, км; k – число интервалов; X_i – верхняя граница i -го интервала, i – порядковый

номер интервала; n_i – количество изделий с данным отказом, вошедшим в i -й интервал; q_j – количество изделий с приостановленной наработкой, вошедших в i -й интервал.

По указанным данным определялась функция распределения $F(x)$. Полученные пары значений $(X_i; F_i)$ позволяют построить статистическую функцию распределения отказов и определить закон распределения. По данным отказов различных узлов полуприцепов были приняты допущения о распределениях отказов по законам Вейбулла или Гаусса.

Точечные оценки параметров закона распределения определялись на основе уравнения прямой, построенной на вероятностной бумаге с использованием метода наименьших квадратов:

$$Y = a_0(x - a), \quad (8)$$

$$\text{где } a_0 = \frac{\sqrt{\frac{1}{\sum n} \cdot \sum Y_{oi}^2 \cdot n_i}}{\sqrt{\frac{1}{\sum n_{i-1}} \cdot \sum X_{oi}^2 \cdot n_i}};$$

$$a_1 = \frac{1}{n_i} \cdot \sum n_i \cdot X_i - \frac{\frac{1}{\sum n_i} \cdot \sum Y_{(j)} \cdot n_i}{a_0};$$

$$X_{oi} = E_{(j)} - \frac{1}{\sum n_i} \cdot \sum E_{(j)} \cdot n_i;$$

$$Y_{oi} = Y_{(j)} - \frac{1}{\sum n_i} \cdot \sum Y_{(j)} \cdot n_i, \quad (9)$$

где $E_{(j)}$ – логарифм экспериментальной вероятности наработки изделия; $Y_{(j)}$ – координата экспериментальной точки, равная квантилю нормированного распределения, определяемая по формуле

$$Y_{(j)} = \ln \ln \frac{1}{1 - F_i}. \quad (10)$$

По полученным значениям F_i и t_i на вероятностной бумаге были построены линии распределения отказов для элементов полуприцепов и подтверждены принятые законы распределения Гаусса и Вейбулла, которые в дальнейшем можно использовать для планирования работ по проведению технического обслуживания и ремонтных воздействий.

Анализ результатов расчетов безотказности полуприцепов показал, что все отказы рассматриваемого перечня являются независимыми. Поэтому отказ одного элемента приводит к отказу полуприцепа в целом. В связи с этим поток отказов полуприцепа является суммой по-

токов отказов его элементов, и расчетная схема его безотказности может быть представлена в виде n последовательно соединенных составных частей.

Исходным статистическим материалом для определения показателей, связанных с понятием «наработка на отказ», служат наработки подконтрольных объектов на отказ, которые после первичной обработки эксплуатационных данных – приведения наработок к требуемой категории эксплуатации – заносились в накопительную ведомость раздельно по каждому виду отказа. Оценка средней наработки на отказ проводилась по формуле

$$L_{cp} = \frac{1}{n_o} \cdot \sum_{i=1}^n l_i + \frac{N - n_o}{n_o} l_n, \quad (11)$$

где n_o – число отказавших элементов из подконтрольной партии N элементов; l_i и l_n – соответственно наработки элементов на отказ и приостановок.

При незавершенных испытаниях с появлением приостановленного объекта определялась величина приращения частоты отказа Δk в k -м интервале вариационного ряда по выражению

$$\Delta k = \frac{N + 1 - \sum_{i=1}^{k-1} (n_o + n_k)}{N + 1 - \sum_{i=0}^{k-1} (n_o + n_n)}, \quad (12)$$

где n_o – число отказавших объектов; n_n – число приостановленных объектов; n_k – частота отказов в k -м интервале; $\sum_{i=1}^{k-1} (n_o + n_k)$ – накопленная частота отказов до рассматриваемого k -го интервала.

Нарботка на отказ L_o определялась на фиксированном интервале наработки, кратном интервалу $\Delta l = 50$ тыс. км пробега. В рассматриваемом случае для полуприцепов принималось $l = 100; 150; 200; 250; 300; 350$ тыс. км. Тогда средняя наработка на отказ отдельного элемента конструктивной схемы полуприцепа (детали, узла, агрегата и изделия в целом)

$$L_o = \frac{l}{H(l)}, \quad (13)$$

где l – наработка восстанавливаемого изделия, в течение которой определяется средняя наработка на отказ, км; $H(l)$ – математическое ожидание числа отказов за рассматриваемую наработку.

$$H(l) = F_i(l) + \int_0^l H(l-x) \cdot dF_i(x);$$

или
$$H(l) = \sum_{t=1}^{\infty} F_t(l), \quad (14)$$

где $F_t(l)$ – функция распределения наработки до t -го отказа, определяемая из соотношения

$$F_t(l) = \int_0^l F_{t-1}(l-x) dF(x), \quad (15)$$

в котором $F(l) = F_1(l)$ есть функция распределения до первого отказа, t изменяется от 2 до ∞ ; $f(x)$ – дифференциальная функция распределения,

$$dF(x) = f(x)dx. \quad (16)$$

Общая формула приближенного определения $F_t(l)$ для любого l может быть представлена в виде

$$F_t(l) = \Delta x \cdot [0.5F_{t-1}(l-x_0) \cdot f(x_0) + F_{t-1}(l-x_n) \cdot f(x_n) + F_{t-1}(l-x_1) \cdot f(x_1) + F_{t-1}(l-x_2) \cdot f(x_2) + \dots + F_{t-1}(l-x_{n-1}) \cdot f(x_{n-1})], \quad (17)$$

где n – число интервалов, на которые разбивается весь диапазон интегрирования от x_0 до x_n ; Δx – фиксированная величина одного интервала, принятая в данных расчетах равной 10000 км; x_0 и x_n – соответственно начальная и конечная точки диапазона интегрирования:

$$x_0 = 0; \quad x_n = \Delta x_n; \quad n = l / \Delta x. \quad (18)$$

Приведенная методика оценки безотказности и долговечности позволила в эксплуатации осуществить оценку эффективности сервисных работ и действий по модернизации некоторых узлов полуприцепов после учета второго и последующего отказов конкретного узла в пределах так называемых «усеченных выборок», а не с назначения начальных условий наблюдений после последующего отказа, что обеспечило большую точность в расчетах.

Установлено, что с увеличением пробега l у всех видов подконтрольных полуприцепов происходит снижение средней наработки на отказ. При этом наибольшая величина этой наработки на всех интервалах пробега характерна для полуприцепа ГКБ-9383, а наименьшая величина этого показателя наблюдается у полуприцепа ОдА3-9357, что может рассматриваться как слабая его приспособленность для эксплуатации в горных условиях.

На основе анализа причин отказов разработаны мероприятия по внесению изменений в детали и узлы полуприцепов: усиление стоек бортов приваркой косынок жесткости, напыление на рабочую поверхность шейки шкворня нитрида титана, приварка усилителей крепления крайних поперечин рамы.

Внедрение разработанных мероприятий позволило обеспечить повышение наработки на отказ по узлам на величину 15... 35 %. В частности, общая наработка на отказ по полуприцепу ОДАЗ-9357 увеличилась с 6,45 до 31,5 тыс. км, а по полуприцепу КЗАП-9370 – с 45 до 58 тыс. км.

Обоснована необходимость периодического проведения дополнительных профилактических операций, направленных на предупреждение отказов полуприцепов в эксплуатации, выработаны предложения по корректировке методов и периодичности технического обслуживания. Установлено, что использование полуприцепов в условиях горных дорог при годовом пробеге в пределах 40 ... 50 тыс. км, их предельное состояние по условиям целесообразности продолжения эксплуатации наступает при пробеге 360 ... 480 тыс. км, что эквивалентно временной продолжительности их эксплуатации в пределах 8...10 лет. В сравнении с условиями их рав-

нинной эксплуатации эта величина является меньшей на 12 ... 22 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Войнов, К. Н.* Прогнозирование надежности механических систем / К. Н. Войнов. – Л. : Машиностроение, 1978. – 208 с.
2. *Дажин, В. Г.* Теоретические основы системы расчетов надежности подвижного состава автомобильного транспорта на стадии ремонта / В. Г. Дажин // Дис. ... д-ра техн. наук. – М. : МАДИ, 1980. – 296 с.
3. *Лукинский, В. С.* Прогнозирование надежности автомобилей / В. С. Лукинский, Е. И. Зайцев. – Л. : Политехника, 1991. – 222 с.
4. Надежность и эффективность в технике : Справочник. – Т. 10: Справочные данные по условиям эксплуатации и характеристикам надежности / Под общ. ред. В. А. Кузнецова. – М. : Машиностроение, 1990. – 330 с.
5. *Волков, В. С.* Оценка безотказности полуприцепов КЗАП-9370 при эксплуатации в горных условиях / В. С. Волков, В. К. Магомедов // Вестник Воронежского государственного технического университета ISSN 1729-6501. – Т. 6. – № 1. – 2010. – С. 27–29.

УДК 629.113

К. В. Чернышов, В. К. Магомедов, Г. М. Сурхаев*

АНАЛИЗ ВИДОВ, ПОСЛЕДСТВИЙ И КРИТИЧНОСТИ ОТКАЗОВ ПОЛУПРИЦЕПОВ АВТОПОЕЗДОВ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ГОРНЫХ ДОРОГ

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

(e-mail: tera@mail.ru, mfmadi@dagestan.ru)

В статье приведен анализ видов, последствий и критичности отказов полуприцепов автопоездов, работающих в условиях горных дорог.

Ключевые слова: отказы, автопоезда, прицепы, горная дорога.

The article provides an analysis of the types, effects and criticality of failures semitrailers lorries, working in conditions of mountain roads.

Keywords: failures, truck, trailers, mountain roads.

Эксплуатация полуприцепов в горных условиях приводит к увеличению числа их отказов по сравнению с равнинными условиями эксплуатации, следствием чего являются большие потери времени и средств на ремонтно-восстановительные работы. При этом обнаруживается, что величины наработок на отказ составных частей полуприцепов значительно разнятся, и между ними отсутствует какое-либо согласование, в то время как при эксплуатации аналогичных конструкций в условиях равнинной дорожной сети наблюдается некоторая кратность в величинах таких наработок [1]. В результате – возрастает рассогласование между потоками отказов и плановыми ремонтами, что увеличивает

затраты на эксплуатацию и стоимость транспортных работ. Поэтому необходимо проведение комплексных исследований основных показателей надежности полуприцепов автопоездов, работающих в условиях горных дорог, с целью упорядочения потока отказов и прогнозирования наступления отказов для корректировки методов и периодичности технического обслуживания, прежде всего, прицепных звеньев, которые более восприимчивы к повышению жесткости условий эксплуатации, чем тягачи.

На рис. 1 приведены значения средней наработки до отказа элементов полуприцепа ОДАЗ-9357 при эксплуатации в горных условиях республики Дагестан.

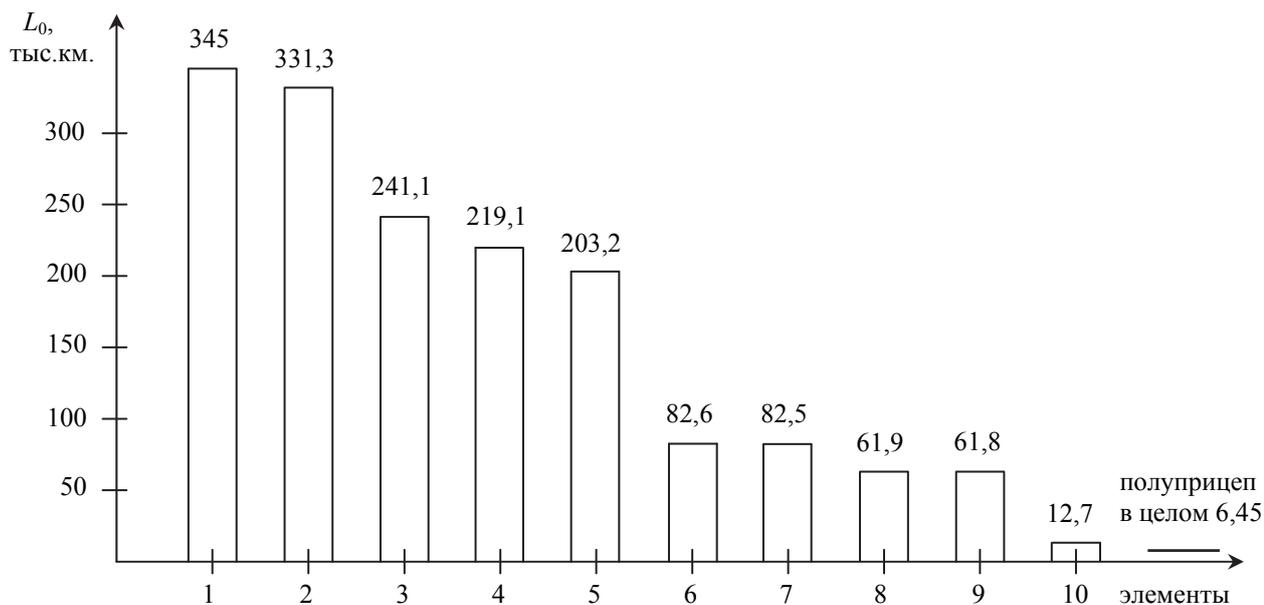


Рис. 1. Значения средней наработки до отказа элементов полуприцепа ОдаЗ-9357 на пробеге 350 тыс. км: 1 – балка оси; 2 – электрооборудование; 3 – подвеска; 4 – опорные устройства; 5 – держатель запасного колеса; 6 – колеса с тормозными устройствами; 7 – пневмопривод тормозов; 8 – рама с настилом пола; 9 – опорный лист со шкворнем в сборе; 10 – борта и элементы их фиксации

Анализ рис. 1 свидетельствует о том, что наименее надежными элементами полуприцепа являются борта и элементы их фиксации, рама с настилом пола, опорный лист со шкворнем в сборе, а также тормозные механизмы с пневмоприводом.

В процессе сбора информации об отказах

установлено, что для большинства видов отказов полуприцепов ОдаЗ, КЗАП и ГКБ характерно наступление предотказного состояния из-за постепенно развивающихся вследствие жесткости горных условий эксплуатации усталостных трещин в балках несущих элементов и в зонах сварных швов (рис. 2).



Рис. 2. Вид усталостной трещины рамы полуприцепа, устраненной сваркой

Трещины устраняются сваркой. Прочность отказавшего элемента повышается также приваркой косынок жесткости, напылением на рабочую поверхность шейки шкворня нитрида титана, приваркой усилителей крепления крайних поперечин рамы.

Для определения показателей безотказности

полуприцепа были предложены критерии отказов, приведенные в табл. 1.

Для определения показателей долговечности полуприцепа необходимо задаться критериями предельного состояния [2]. Предложенные критерии предельного состояния полуприцепов КЗАП-9370 приведены в табл. 2.

Таблица 1

Критерии отказов полуприцепа

Наименование составной части	Критерии (отличительные признаки) отказов
1. Балка оси	Трещины более 0,5 мм в балке оси; смятие резьбы элементов крепления подшипников ступицы
2. Электрооборудование	Замыкание центрального пучка проводов на массу; замыкание периферийных проводов на массу; обрыв проводов
3. Подвеска	Поломка листа основной или дополнительной рессоры
4. Опорные устройства	Срез направляющего болта; обрыв опорной площадки; затрудненное вращение рукоятки подъемного механизма
5. Держатель запасного колеса	Трещины шириной более 1 мм в кронштейне держателя запасного колеса; отрыв шпильки от опорной плиты держателя
6. Колеса с тормозными устройствами	Трещины шириной более 1 мм в тормозном барабане; износ тормозного барабана по диаметру более 7 мм. эллипс рабочей поверхности тормозного барабана более 4 мм
7. Пневмопривод тормозов	Падение давления воздуха в системе более 0,05 МПа за 15 минут; разрыв мембраны тормозной камеры
8. Рама с настилом пола	Трещины шириной более 1 мм в лонжеронах; трещины шириной более 1 мм в 25 % сварных соединений центральных поперечин с лонжеронами; трещины шириной более 1 мм в 35 % сварных соединений крайних поперечин с лонжеронами
9. Опорный лист со шкворнем	Прогиб опорного листа более 10 мм; трещины шириной более 2,0 мм в опорном листе; износ шейки шкворня по диаметру более 2,5 мм
10. Борта и элементы их фиксации	Разрушение двух петель; разрушение запорного устройства; усталостные трещины шириной более 2 мм в обвязке борта

Таблица 2

Критерии предельного состояния полуприцепов

Наименование составной части	Критерий (отличительный признак) предельного состояния
1. Рама с настилом пола	Наличие трех и более заваренных поперечных трещин размером более 40 % высоты лонжерона; невосстанавливаемые деформации и разрушения (коробление, прогиб, изломы, усталостные трещины), требующие замены более пяти центральных поперечин
2. Полуприцеп в сборе	Предельное состояние рамы по двум и более признакам; вторичное достижение предельного состояния для капитального ремонта

Проведенный анализ возможных неблагоприятных последствий возникновения выявленных отказов показал, что к IV категории тя-

жести последствий относятся отказы элементов 3 и 4 (рис. 1), которые быстро и с высокой вероятностью могут повлечь за собой значи-

тельный ущерб для самого объекта и окружающей среды, гибель или тяжелые травмы людей, срыв выполнения поставленной задачи. К III категории тяжести последствий относятся отказы элементов 5 и 10, которые быстро и с высокой вероятностью могут повлечь за собой значительный ущерб для самого объекта и для окружающей среды, срыв выполняемой задачи, но создают пренебрежимо малую угрозу жизни и здоровью людей. Ко II категории тяжести последствий относятся отказы элементов 2 и 10, которые могут повлечь задержку выполнения задачи, снижение готовности и эффективности объекта, но не представляют опасности для окружающей среды, самого объекта и здоровья людей.

Анализ матрицы «Вероятность отказа – тяжесть последствий» позволил отнести отказы элементов 3, 4, 6, 9 и 10 к рангу А – частые отказы категорий IV и III, для которых обязателен углубленный количественный анализ критичности. Отказы элементов 3 и 4 относятся к рангу В – возможные отказы категории III, отказ элемента 5 относится также к рангу В как ред-

кий отказ категории III, а отказ элементов 1 и 2 – к рангу С – редкие отказы категории II.

Установлено, что в горных условиях эксплуатации, по сравнению с равнинными, наработка на отказ по некоторым узлам полуприцепа снижается на 10 ... 45 %, а по всему полуприцепу в целом – на 25 ... 33 %.

Наименее надежными узлами полуприцепов в условиях горных дорог являются: сцепное устройство, пневмопривод тормозов, сварные соединения элементов рамы, бортов и элементы их фиксации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Волков, В. С. Оценка безотказности полуприцепов КЗАП-9370 при эксплуатации в горных условиях / В. С. Волков, В. К. Магомедов // Вестник Воронежского государственного технического университета ISSN 1729-6501. – Т. 6. – № 1. – 2010. – С. 27–29.
2. ГОСТ 27.103–83. Надежность в технике. Критерии отказов и предельных состояний. Основные положения / М.: Изд-во стандартов, 1983. – 5 с.
3. ГОСТ 27.310–95 Надежность в технике. Анализ видов, последствий и критичности отказов. Основные положения. – М.: Изд-во стандартов, 1995. – 22 с.

Научное издание

ИЗВЕСТИЯ
Волгоградского государственного технического университета
№ 3(130), 2014 г.

Серия «НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ»
(Выпуск 8)

Межвузовский сборник научных статей

Редактор *А. К. Саютина*
Компьютерная верстка *Е. В. Макаровой*

Темплан 2014 г. Поз. № 10н
Подписано в печать 03.04.2014. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 12,55. Уч.-изд. л. 12,6.
Тираж 150 экз. Заказ

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

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

В сборнике научных статей «Известия ВолгГТУ», серия «Наземные транспортные системы» публикуются статьи, которые содержат результаты теоретических и экспериментальных исследований, направленных на совершенствование наземных транспортных и тяговых систем и их элементов, а также на повышение эффективности транспортных операций.

Вопрос об опубликовании статьи или ее отклонении решает редакционная коллегия сборника, которая утверждается ректором университета, ее решение является окончательным. Редколлегия направляет представленный для издания материал на рецензирование.

Рукопись должна быть набрана и сверстана в текстовом редакторе Word и распечатана на лазерном принтере в режиме полной загрузки тонера. Формат бумаги А4 (210×297 мм).

ОФОРМЛЕНИЕ РУКОПИСИ

Объем статьи – 5...7 страниц формата А4, включая рисунки, таблицы и библиографический список. Рекомендуется включать в сборник статьи с авторским коллективом не более 4-х человек с участием каждого автора в одной-двух статьях.

Текст статьи должен быть сохранен в формате Microsoft Word (в режиме совместимости с версией 2003) и представлен в РИО в виде распечатки и электронной версии. Формат бумаги А4(210×297 мм).

При наборе текста использовать следующие параметры:

- шрифт Таймс, размер 14; полуторный интервал; отступ первой строки 1,25 см, создание отступа пробелами или табуляцией не допускается
- поля: верхнее – 2,0 см, нижнее – 3,0 см, левое – 2,5 см, правое – 2,5 см; для нумерации страниц использовать положение внизу страницы посередине, нумерацию текста начинать от титульного листа, расстояние от нижнего края бумажного листа до нижнего колонтитула – 2 см;
- автоматическая расстановка переносов, ширина зоны переноса 0,25 см с ограничением 3-х переносов подряд;
- выравнивание текста – по ширине печатного поля;
- таблицы располагаются по тексту статьи и должны иметь порядковый номер (если их больше одной) и название. Сокращение слов в таблицах не допускается.

Перед знаками препинания, в том числе внутри скобок, пробелы не допускаются; после них ставится один пробел. Разрядка слов пробелами не допускается.

Латинские буквы в тексте должны быть набраны курсивом, русские и греческие – прямым текстом (не курсивом).

Размерность величин должна приводиться в системе СИ.

Сложные формулы должны быть набраны во встроенном редакторе формул Word со следующими установками (стиль/размеры):

Full	14 pt
Subscript / Superscript	70 %
Sub- Subscript / Superscript	50 %
Symbol	150 %
Sub-Symbol	100 %
User1	75 %
User2	150 %

В каждой статье должен быть библиографический список, содержащий не менее двух источников (рекомендуется 6...12 источников, причем не менее половины из них должны быть проиндексированы в базах данных РИНЦ (elibrary.ru) или SCOPUS (scopus.com)).

Библиографический список должен быть оформлен в соответствии с ГОСТ 7.1–2003

Ссылки на номера источников в библиографическом списке приводятся в тексте статьи в квадратных скобках, подстрочные ссылки не допускаются. Ссылки на неопубликованные работы недопустимы.

Иностранные фамилии и термины в тексте статьи следует приводить в русском переводе, а в библиографическом списке на языке оригинала.

ОФОРМЛЕНИЕ РИСУНКОВ

Рисунки должны быть заверстаны в текст статьи на той же или на следующей странице после первой ссылки на них, пронумерованы и снабжены подрисуночными надписями. Рисунки, на которые нет ни одной ссылки, не допускаются.

Общее количество рисунков (включая части рисунков под буквами «а», «б» и т. д.) не должно превышать 4 шт. на статью.

Предпочтительным является векторный формат рисунков. Желательно, чтобы рисунки можно было открывать и редактировать в редакторе рисунков Word 2003 (формат WMF). Изображения в форматах CDR и DWG необходимо вставлять в документ Word не как объекты, а как рисунки (иначе они не будут «читаться» при верстке). Растровый формат (JPEG, TIFF, BMP, GIF и проч.) допускается использовать для фотографий и других растровых изображений. Крайне нежелательно использование этого формата для штриховых иллюстраций (графики, чертежи, диаграммы).

Рисунки должны быть черно-белыми или в градациях серого. Цветные рисунки не допускаются.

Все рисунки были выполнены в «натуральную величину», т. е. в том размере, в каком они будут напечатаны на странице сборника – около 7 см шириной для рисунков «обычных» пропорций и около 15 см для «широких» (Ш:В около 2:1). Размер букв и цифр на рисунках не должен быть слишком мал по сравнению с размером самого рисунка (иначе при уменьшении рисунка до того размера, в котором он будет напечатан, символы станут неразличимы).

Толщина линии (например, сетка на графиках) не менее 0,75пт

Латинские буквы на рисунках должны быть набраны курсивом, русские и греческие – прямым текстом (не курсивом)

Верхние и нижние индексы в обозначениях величин на рисунках должны быть набраны как индекс, а не как основной текст (например, надписи по осям координат графика, созданного в Excel, должны быть отредактированы после его конвертации в рисунок Word).

Для отделения дробной части числа должна использоваться запятая, а не десятичная точка.

Как знак умножения должна использоваться точка, а не звездочка (*). Если прикладная программа, создавшая график, не позволяет этого сделать, то необходимо открыть его как рисунок в графическом редакторе и исправить вручную.

Пикселизация («зубцы», «ступеньки») наклонных линий, значительно превышающая погрешность принтера, не допустима (Она иногда возникает при конвертации графиков Excel в рисунок Word. Необходимо перерисовать графики вручную в редакторе рисунков).

Линии графиков, сетки чертежей и проч. не должны пересекать текстовые надписи. Все надписи должны быть выполнены на свободном поле (белом фоне).

Названия осей координат в виде условных обозначений (Me, Kn, Vr и т. п.) должны располагаться либо напротив последней линии сетки на одном уровне с цифрами, либо между двумя последними делениями, ниже (ось X) или левее (ось Y) числовых значений, не «наползая» на них. Названия, набранные словами («скорость, м/с», «срок окупаемости, лет» и пр.) должны располагаться по центру шкалы, но не «наползая» на нее и на цифровые значения. Желательно все слова располагать в одной строке, без переносов.