

УДК 629.114.4: 629.11.012.3

UDC 629.114.4: 629.11.012.3

05.00.00 Технические науки

Technical sciences

**К ОБОСНОВАНИЮ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ
АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ УБОРОЧ-
НО-ПОЛЕВЫХ РАБОТ****TO SUBSTANTIATE A VEHICLE SPEED
WHEN CONDUCTING HARVESTING OF
FIELD WORKS**

Демьяновский Константин Николаевич
магистр
E-mail: kosstyan161@rambler.ru

Demyanovsky Konstantin Nikolaevich
master's degree
E-mail: kosstyan161@rambler.ru

Руденко Иван Павлович
магистр
E-mail: pavel_rudenko@inbox.ru

Rudenko Ivan Pavlovich
master's degree
E-mail: pavel_rudenko@inbox.ru

Аванесян Андрей Михайлович
ассистент
РИНЦ SPIN-код = 7559-7264
E-mail: Avanesyan.andrej@yandex.ru

Avanesyan Andrey Mikhaylovich
assistant
RSCI SPIN-code = 7559-7264
E-mail: Avanesyan.andrej@yandex.ru

Оберемок Виктор Алексеевич
к.т.н., доцент
РИНЦ SPIN-код = 6469-6072
E-mail: Oberemok56@yandex.ru
*Азово-Черноморский инженерный институт
ФГБОУ ВПО «Донской государственный аграрный
университет», г. Зерноград Ростовской области,
Россия*

Oberemok Victor Alekseevich
Cand.Tech.Sci., assistant professor
RSCI SPIN-code = 6469-6072
E-mail: Oberemok56@yandex.ru
*Azov-Black Sea engineering institute of the Don
state agrarian university, Zernograd, Rostov region,
Russian Federation*

Повышение эффективности использования автомобильного транспорта решается как за счёт увеличения грузоподъёмности автомобиля, так и за счёт повышения средней скорости на линии. В связи с ограничением предельных допускаемых нагрузок на оси АТС, более перспективным является повышение средней скорости на линии. Ограничение скорости движения автомобильного транспорта на дорогах с асфальтобетонным покрытием связано с безопасностью движения, определяемой устойчивостью, управляемостью, колебаниями управляемых колёс и тормозной динамикой автомобиля. Первые три фактора определяются функциональными характеристиками подвески и состоянием дорожного покрытия. Доля пробега автомобилей сельскохозяйственных предприятий на дорогах с усовершенствованным покрытием не превышает 65%. В наше время до 40% объёма перевозок и 9% транспортной работы приходится на перевозки с полей и на поля. Целью настоящей работы являлось исследование вибрационной нагрузки несущей системы и водителя и обоснование скоростей движения автомобилей на уборочно-полевых работах. Для проведения теоретических исследований была использована математическая модель системы «автомобиль-дорога», предложенная В.П. Тарасиком. В результате проведённых исследований была получена зависимость ускорений переднего моста автомобиля от скорости движения. Результаты исследований показали, что максимальное ускорение переднего моста наблюдается при скоро-

A more efficient use of road transport can be reached both by increasing the carrying capacity of the car and the average speed on the road. Due to limiting the safe load on the axle of the vehicle, a more promising solution is to increase the average speed on the road. Restricting car traffic speed on the roads with asphalt-concrete surface is due to the traffic safety, defined as resistance, steerability, vibrations of steering wheels and braking dynamics of the vehicle. The first three factors are influenced by the functional characteristics of the suspension and the state of the road surface. The share of agricultural vehicles mileage on the roads with improved surface does not exceed 65%. Nowadays, 40% of traffic volume and 9% of transport mileage are due to the transportation from the field and to the field. The aim of this work was to study the vibrational load of the load-carrying system and the driver, as well as the vehicle speed during the harvest time. To carry out theoretical research we used mathematical model "vehicle-road" system proposed by V.P. Tarasik. As a result of research we obtained the dependence of the acceleration of the front axle on the vehicle speed. The results showed that the maximum acceleration of the front axle is observed at a speed $V = 20$ km / h, which corresponds to external influences 1.54 Hz (9.7 rad/sec). The peak values of the vertical acceleration amounted to 5.80 m/s². The correctness of the mathematical model was verified by comparing the results of

сти движения $V = 20$ км/ч, что соответствует частоте внешних воздействий 1,54 Гц (9,7 рад/с). Пиковое значения вертикального ускорения составило $5,80$ м/с². Корректность математической модели проверялась путём сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований в режиме равномерного движения. Экспериментальное определение колебаний поддресоренных масс автомобиля осуществлялось при помощи шумомера-анализатора спектра ОКТАВА-101 АМ, снабжённого вибродатчиком АР 98. Приведённые расчеты показали, что относительная погрешность результатов теоретических и экспериментальных исследований составляет 3,94%, ошибка средней величины при доверительной вероятности $P=0,95$ составляет 4,76%, что подтвердило корректность математической модели. Выполненные исследования показали, что в диапазоне скоростей движения от 14 до 40 км/час вибрационная нагрузка на водителя составляла от $1,42$ м/с² до $2,82$ м/с², что в 2,5...3,5 раза превышает санитарные нормы, установленные требованиями СН 2.2.4/2.1.8.566 – 96

Ключевые слова: СИСТЕМА ПОДРЕССОРИВАНИЯ, ОПОРНОЕ ОСНОВАНИЕ, ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ, ПОДРЕССОРЕННЫЕ МАССЫ, ПОЧВЕННЫЙ ФОН, СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ, УСКОРЕНИЕ

Doi: 10.21515/1990-4665-128-033

theoretical and experimental research in the mode of uniform motion. The experimental determination of the vibrations of the vehicle sprung mass was carried out using the sound level meter and spectrum analyzer OKTAVA-101 AM, which is equipped with a vibrational pickup AP 98. The given calculations showed that the relative error of the results of theoretical and experimental research is 3.94%, the average value of an error at a confidence coefficient of $P = 0.95$ is 4.76%, which confirms the correctness of the mathematical model. The studies showed that if the speed is between 14 to 40 km / h, the vibrational load on the driver is from 1.42 m/s² to 2.82 m/s², that is 2.5 ...3.5 times the sanitary standards set by the requirements of the СН 2.2.4/2.1.8.566 - 96

Keywords: CUSHIONING SYSTEM, BEARING AREA, VIBRATIONAL LOAD OF THE LOAD-BEARING SYSTEM, SPRUNG MASS, FIELD, CAR SPEED, ACCELERATION

Функционирование современного сельскохозяйственного производства базируется на использовании сложных технологических комплексов, одной из составных частей которых являются автомобили.

В общем объёме грузоперевозок в сельском хозяйстве от 70% до 80% приходится на автомобильные перевозки [1].

В дальнейшем, из-за постоянного увеличения объёма и больших плеч перевозок, развитие производительности сельскохозяйственного производства будет базироваться на повышении использования автомобильного транспорта [2].

Повышение эффективности использования автомобильного транспорта решается как за счёт увеличения грузоподъёмности автомобиля, так и за счёт повышения средней скорости на линии. В связи с ограничением предельных допускаемых нагрузок на оси АТС, более перспективным является повышение средней скорости на линии.

Работа автотранспортных средств в условиях сельскохозяйственного производства характеризуется рядом специфических факторов, отрицательно сказывающихся на эффективности их использования.

Проблема влияния характеристики опорной поверхности на эксплуатационные качества автомобилей частично решается путём согласования параметров шин, трансмиссии и ходовой части с условиями движения. В частности решаются задачи автоматической блокировки дифференциала, контроля и регулирования давления воздуха в шинах, разработки и внедрения пневмокатков со сверхнизким давлением.

Однако эти работы посвящены в основном решению вопросов повышения проходимости автомобилей в условиях бездорожья и снижения уплотняющего воздействия колёсных движителей на почву. Согласно результатам испытаний машиноиспытательных станций, подведомственных Министерству сельского хозяйства России [3], более 50% машин, представленных на испытания, не соответствуют техническим условиям по функциональным характеристикам, а у изготовителей машин зачастую отсутствует информация о сравнительной эффективности техники и её функциональных характеристиках применительно к конкретным условиям эксплуатации.

Для автомобильного транспорта эта проблема ещё острее, так как подавляющее большинство автомобилей, используемых в сельскохозяйственном производстве, не являются специализированными, приспособленными для условий сельского хозяйства.

Ограничение скорости движения автомобильного транспорта на дорогах с асфальто-бетонным покрытием связано с безопасностью движения, определяемой устойчивостью, управляемостью, колебаниями управляемых колёс и тормозной динамикой автомобиля. Первые три фактора определяются функциональными характеристиками подвески и состоянием дорожного покрытия.

Согласно ОДН 218.0.006-2002, комплексный показатель транспортно-эксплуатационного состояния дороги оценивают на основе частных коэффициентов, зависящих от ровности дорожного покрытия, интенсивности движения, коэффициентов сцепления колеса с опорным основанием.

Функциональные характеристики подвески рассчитываются для стандартных условий, максимально приближенным к дорожным условиям эксплуатации. Однако автомобили сельскохозяйственных предприятий эксплуатируются в условиях, существенно отличающихся от стандартных. Характерной особенностью работы автомобилей сельскохозяйственных предприятий является значительная неравномерность грузопотоков, обусловленная сезонностью работ, и широкий разброс показателей качества покрытия дорог.

Согласно исследованиям, выполненным в 80-е годы прошлого столетия, доля пробега автомобилей сельскохозяйственных предприятий на дорогах с усовершенствованным покрытием не превышает 65%.

В наше время ситуация практически не изменилась, при этом до 40% объёма перевозок и 9% транспортной работы приходится на перевозки с полей и на поля [4]. В то же время, работы по обоснованию режимов движения автомобилей при выполнении уборочно-полевых работ практически не проводились.

Малый шаг неровностей, изменение функциональных характеристик подвески под действием высоких температур приводят к возникновению нерасчетных режимов движения, сопровождающихся резким увеличением динамической нагрузки на колёса и элементы системы поддрессоривания в целом [5].

Целью настоящей работы являлось исследование вибрационной нагрузки на водителя и несущую систему, обоснование скоростей движения автомобилей на уборочно-полевых работах.

Для проведения теоретических исследований была использована математическая модель системы «автомобиль-дорога», предложенная В.П. Тарасиком [6]

$$\left. \begin{aligned} J_y \ddot{\phi} &= -F_{P1}l_1 - F_{a1}l_1 + F_{P2}l_2 + F_{a2}l_2 \\ m_n \ddot{z}_n &= F_{P1} + F_{a1} + F_{P2} + F_{a2} \\ m_{H1} \ddot{z}_{H1} &= -F_{P1} - F_{a1} + F_{Ш1} + F_{ТРШ1} \\ m_{H2} \ddot{z}_{H2} &= -F_{P2} - F_{a2} + F_{ш2} + F_{ТРШ2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{P1} &= c_{P1}(z_{H1} - z_n + l_1 \phi_y) \\ F_{P2} &= c_{P2}(z_{H2} - z_n - l_2 \phi_y) \\ F_{Ш1} &= c_{Ш1}(q_1 - z_{H1}) \\ F_{Ш2} &= c_{Ш2}(q_2 - z_{H2}) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{a1} &= \mu_{P1}(\dot{z}_{H1} - \dot{z}_n + l_1 \dot{\phi}_y) \\ F_{a2} &= \mu_{P2}(\dot{z}_{H2} - \dot{z}_n - l_2 \dot{\phi}_y) \\ F_{ТРШ1} &= \mu_{Ш1}(\dot{q}_1 - \dot{z}_{H1}) \\ F_{ТРШ2} &= \mu_{Ш2}(\dot{q}_2 - \dot{z}_{H2}) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где F_{ai} – усилия диссипативных элементов, отображающих физические свойства амортизаторов подвески;

$F_{тршi}$ – усилия диссипативных элементов, отображающих физические свойства шин.

Значения постоянных коэффициентов системы уравнений (1)...(3) рассчитывались на основании данных различных исследований и результатов экспериментов, выполненных авторами при помощи специализированного оборудования.

Система уравнений (1)... (3) позволяет провести исследование плавности хода автомобиля при любых характеристиках микропрофиля q_1 и q_2 .

Характеристики неровностей поля, воздействующих на передние и задние колеса автомобиля, были получены при помощи специального оборудования на базе трактора МТЗ-80.

Движение трактора осуществлялось со скоростью, соответствующей скорости движения автомобиля по полю со снаряжённой массой.

Испытания проводились на стерне зерновых колосовых. Температура окружающего воздуха - $+26^{\circ}\text{C}$, влажность воздуха – 53%, скорость ветра 1...3 м/с. Характеристика почвенного фона приведена в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристика почвенного фона

Наименование показателей	Значение показателей
1. Микрорельеф поля, мм	4,8
2. Влажность почвы % по слоям, см	
0...5	10,8
5...10	13,9
10...15	17,1
3. Твёрдость почвы МПа по слоям, см	
0...5	0,11
5...10	0,16
10...15	0,20
4. Высота стерни, см	12...15

По своим основным показателям характеристика почвенного фона характерна для зоны Северного Кавказа.

Для записи требуемых параметров использованы осциллограф К-12-22 и автоматизированный прибор «ЭМА-П». Обработка осциллограмм производилась на персональном компьютере по специальной методике, предложенной А.А. Силаевым.

Статистические показатели, характеризующие микропрофиль поля, представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Показатели микропрофиля поля.

Показатели	Значение
1. Максимальная высота неровностей, м	0,0742
2. Минимальная высота неровностей, м	0,0490
3. Среднее квадратическое отклонение, м	0,0244
4. Дисперсия, м ²	0,000597

Для характеристики микропрофиля использованы нормированная автокорреляционная функция и спектральная плотность воздействия микропрофиля [7].

Для решения математической модели был использован численный метод интегрирования Рунге-Кутты [7].

В результате проведённых исследований была получена зависимость ускорений переднего моста автомобиля от скорости движения, представленная на рисунке 1.

Результаты исследований показали, что движение автомобиля сопровождается значительными колебаниями подвесочных масс автомобиля.

Пик максимального ускорения переднего моста наблюдается при скорости движения $V = 20$ км/ч, что соответствует частоте внешних воздействий 1,54 Гц (9,7 рад/с). Пиковое значения вертикального ускорения составило $5,80$ м/с².

С увеличением скорости движения и удалением от резонансной частоты ускорение переднего моста снижается. Однако с увеличением скорости движения свыше 30 км/час интенсивность снижения ускорений падает, достигая величины $1,5$ м/с² при скорости движения 38 км/час.

Корректность принятых допущений и математической модели в целом проверялась путём сравнения результатов теоретических и экспериментальных исследований в режиме равномерного движения.

Экспериментальное определение колебаний подвесочных масс автомобиля осуществлялось при помощи шумомера-анализатора спектра ОКТАВА-101 АМ, снабжённого вибродатчиком АР 98, в режиме «Общая вибрация». Датчик ускорений АР 98 крепился на раме автомобиля над передним мостом. Время опыта равнялось 60 с. Минимальный путь, проходимый автомобилем за время опыта равнялся 166 м. Повторность каждого опыта была трёхкратной. Скорость движения определялась по показаниям спидометра и корректировалась путём измерения пути, проходимого автомобилем за время опыта.

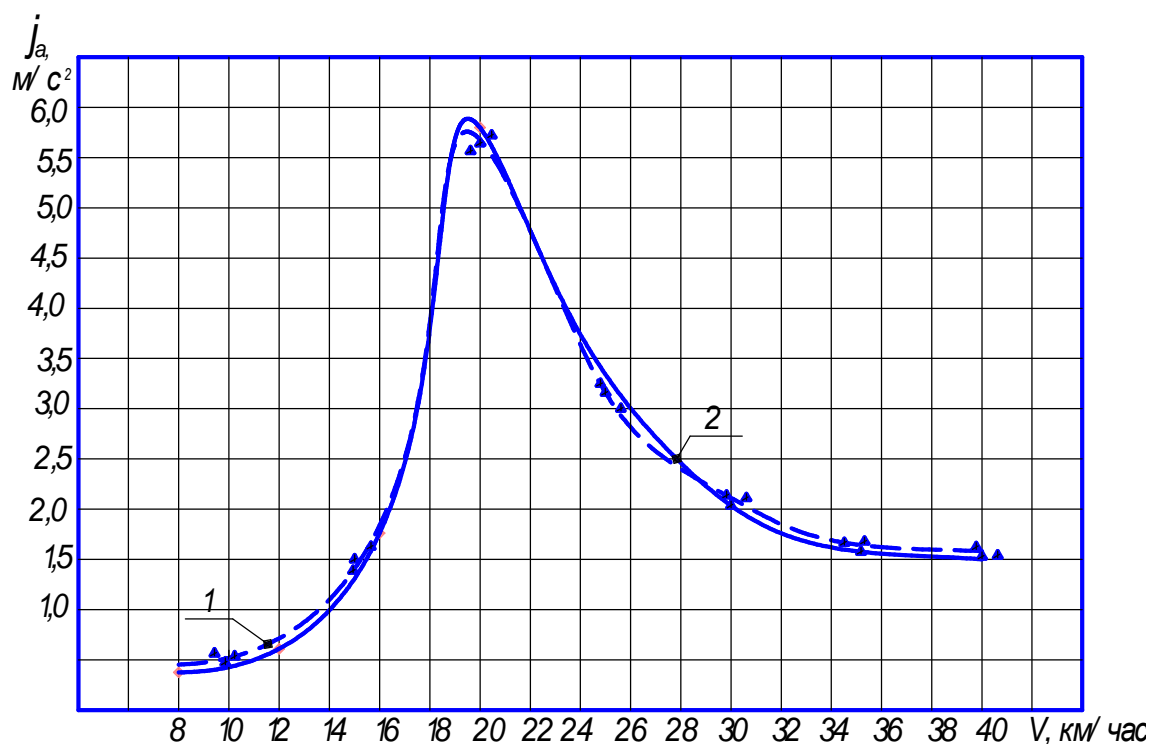


Рисунок 1 – Зависимость вертикальных ускорений переднего моста от скорости движения автомобиля:

1 – экспериментальная кривая; 2 – теоретическая кривая.

Дополнительно были проведены экспериментальные исследования колебаний кабины автомобиля. Для этого вибродатчик AP 98 устанавливался на полу кабины.

Для уменьшения погрешностей измерений строго соблюдался температурный режим используемых приборов, измерение производилось в соответствии с требованиями завода-изготовителя. Проверка аппаратуры осуществлялась после каждой серии опытов.

В результате проведённых экспериментов были получены первичные материалы в виде банка данных, хранящихся в памяти прибора ОКТАВА-101 АМ. В результате обработки результатов измерений, была получена зависимость ускорений переднего моста от скорости движения автомобиля, представленная на рисунке 1.

Анализ приведённых зависимостей показывает, что характер протекания теоретической и экспериментальной кривой практически идентичен. Однако при низких и высоких скоростях движения величина ускорений, полученных в результате экспериментов, выше теоретических. Максимальная разность ускорений наблюдается при скорости 10 км/час. Отклонение точек теоретической и экспериментальной кривых оценивалось относительной погрешностью $\Delta_{отн}$ и ошибкой средней величины m [7].

Для определения последней величины кривые разбивались на дискретные интервалы с постоянным шагом квантования.

Среднее квадратическое отклонение определялось по известной зависимости [7]:

$$\sigma_j = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (a_i - a)^2}{n - 1}}, \quad (4)$$

где a_i , a – значения параметров соответственно экспериментальной и теоретической кривой;

n – принятое число интервалов.

Относительная погрешность результатов теоретических и экспериментальных исследований определялась по формуле [7]:

$$\Delta_{отн} = \frac{\sigma_j}{\bar{a}} \cdot 100\% \quad (5)$$

где \bar{a} – средняя арифметическая всех ординат экспериментальных кривых.

Ошибка средней величины m рассчитывалась по формуле [7]

$$m = \pm \frac{t \cdot \sigma_j}{\sqrt{n}}, \quad (6)$$

где t – критерий Стьюдента, принимаемый в зависимости от числа степеней свободы $n - 1$ и доверительной вероятности.

Приведённые расчеты показали, что при доверительной вероятности $P = 0,95$ ошибка средней величины $m = 4,76\%$, относительная погрешность результатов теоретических и экспериментальных исследований $\Delta_{отн} = 3,94\%$, что подтверждает корректность математической модели.

Таким образом, проведённые исследования позволили сделать следующие выводы:

- с повышением скорости движения автомобиля с 14 км/час до 20 км/час ускорение переднего моста автомобиля резко возрастает;
- максимальная вибронегруженность несущей системы автомобиля наблюдается при скорости 20 км/час, что соответствует частоте внешних воздействий 1.54 Гц;
- максимальное ускорения рамы составляет $5,68 \text{ м/с}^2$, что указывает на резонансный характер колебаний при этой частоте;
- с повышением скорости движения от 20 км/час до 30 км/час вибронегруженность несущей системы снижается, но остаётся достаточно высокой;
- в диапазоне скоростей движения от 14 до 40 км/час (соответствует частоте внешних воздействий 1,1 Гц...3,1 Гц) вибрационная нагрузка на водителя составляла от $1,42 \text{ м/с}^2$ до $2,82 \text{ м/с}^2$, что в 2,5...3,5 раза превышает санитарные нормы, установленные требованиями СН 2.2.4/2.1.8.566 – 96;
- с увеличением скорости движения вибрационная нагрузка на водителя увеличивается;
- система поддрессирования кабины не обеспечивает санитарных норм вибрационной нагрузки на водителя и требует серьёзной доработки;
- повышение скоростей движения и снижение вибрационной нагрузки на водителя возможно как за счёт уменьшения неподрессоренных масс (применение независимой подвески переднего моста), так и применения регулируемых систем поддрессирования кабины и автомобиля в целом.

Литература

1. Габдрафиков, Ф.З. Повышение эффективности работы дизеля интенсификацией впрыскивания топлива / Ф.З. Габдрафиков, Ф.А. Шарифуллин // Механизация и электрификация сельского хозяйства.– 2013.– № 5.–С. 30-31.
2. Галеев, Г.Г. К расчёту транспортного обеспечения уборочных агрегатов В АПК / Г.Г. Галеев, А.А. Нурмиев, Р.Р. Шириязданов // Вестник Казанского ГАУ.- 2011. -№ 3 (21). – С. 75-77.
3. Распоряжение Министерства транспорта Российской Федерации «О введении в действие методических рекомендаций «Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте» / № АМ-23-р // Документы и комментарии, № 9, 2008. – 53с.
4. Галеев, Г.Г. Тяговые показатели трактора КамАЗ-Т-215 / Г.Г. Галеев, Р.Р. Шириязданов // Вестник Казанского ГАУ. – 2009. - № 1. – С. 156-157.
5. Оберемок, В.А. Анализ влияния характеристик подвески и шин на нагруженность колёс автомобиля при движении по стерневому фону / В.А. Оберемок, А.М. Аванесян, К.Н. Демьяновский, И.М. Меликов // Политематический сетевой Электронный научный журнал КубГАУ (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. Краснодар, КубГАУ, 2015.-№05(109). IDA[article ID]:1091505067. Режим доступа:<http://ej.kubagro.ru//2015/05/pdf/67.pdf>,0,625 у.п.л.
6. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов / В.П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478с.
7. Черноволов, В.А. Основы научных исследований. Практикум / В.А. Черноволов.– Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГОБУ ВПО ДГАУ. – 2014. – 113 с.

References

1. Gabdrafikov, F.Z. Povyshenie ehffektivnosti raboty dizelya intensivifikacii-ey vpryskivaniya topliva / F.Z. Gabdrafikov, F.A. SHarifullin // Mekhanizaciya i ehlektrifikaciya sel'skogo hozyajstva.– 2013.– № 5.–p. 30-31.
2. Galeev, G.G. K raschyotu transportnogo obespecheniya uborochnyh agregatov V APK / G.G. Galeev, A.A. Nurmiev, R.R. SHiriyaздanov // Vestnik Kazanskogo GAU.- 2011. -№ 3 (21). – p. 75-77.
3. Rasporyazhenie Ministerstva transporta Rossijskoj Federacii «O vvedenii v dejstvie metodicheskikh rekomendacij «Normy raskhoda topliv i smazochnyh materia-lov na avtomobil'nom transporte» / № АМ-23-р // Dokumenty i kommentarii, № 9, 2008. – p.53.
4. Galeev, G.G. Tyagovye pokazateli traktora KamAZ-T-215 / G.G. Galeev, R.R. SHi-riyaздanov // Vestnik Kazanskogo GAU. – 2009. - № 1. – p. 156-157.
5. Oberemok, V.A. Analiz vliyaniya harakteristik podveski i shin na nagruzhen-nost' kolyos avtomobilya pri dvizhenii po sternevomu fonu / V.A. Oberemok, A.M. Ava-nesyan, K.N. Dem'yanovskij, I.M. Melikov // Politematicheskij setevoj EHlektronnyj nauchnyj zhurnal KubGAU (Nauchnyj zhurnal KubGAU) [EHlektronnyj resurs]. Krasno-dar, KubGAU, 2015.-№05(109). IDA[article ID]:1091505067. Rezhim dostu-pa:<http://ej.kubagro.ru//2015/05/pdf/67.pdf>,0,625 у.п.л.
6. Tarasik, V.P. Teoriya dvizheniya avtomobilya: Uchebnik dlya vuzov / V.P. Tara-sik. – Sankt-Peterburg: BHV-Peterburg, 2006. – p.478.
7. CHernovolov, V.A. Osnovy nauchnyh issledovanij. Praktikum / V.A. CHernovo-lov.– Zernograd: Azovo-CHernomorskij inzhenernyj institut FGOBU VPO DGAU. – 2014. – p.113.