

УДК 629.1.032.001

Ю.В. Галышев, Р.Ю. Добрецов

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ПРИ ПЕРЕДАЧЕ НОРМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК

Yu.V. Galishev, R.Yu. Dobretsov

EFFICIENCY OF THE USAGE OF THE GROUND CONTACT AREA OF A CATERPILLAR DRIVE UNDER CONDITIONS OF TRANSMITTING THE NORMAL LOADS

Приведена математическая модель качения гусеничного движителя при значительном смещении центра давления. Показано влияние недоиспользования длины опорной поверхности при передаче нормальных нагрузок на затраты мощности при движении машины и величину глубины колеи.

ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН. ДЛИНА ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ. НОРМАЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ. ГЛУБИНА КОЛЕИ. МОДЕЛЬ КАЧЕНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ.

Proposed a mathematical model of the caterpillar drive rolling movement under conditions of significant center of pressure displacement. Showed the effect of underuse of the ground contact area length under conditions of transmitting normal loads, on the power losses and on the track gage depth.

THEORY OF GROUND VEHICLES. LENGTH OF THE GROUND CONTACT AREA. NORMAL LOADS. DEPTH OF THE TRACK GAGE. CATERPILLAR DRIVE ROLLING MOVEMENT MODEL.

Известно, что передача нормальных и касательных нагрузок осуществляется преимущественно через так называемые активные участки опорной поверхности (то есть группы траков, вовлеченных во взаимодействие с опорным катком) [1]. Кроме того, в случаях приложения к гусеничной машине (ГМ) внешних сил, линии действия которых лежат в плоскостях, параллельных плоскости симметрии машины, может возникать ситуация, когда носовые (или кормовые) опорные катки оказываются недогружены нормальным усилием и участок гусеницы под ними практически перестает передавать нормальные и касательные нагрузки [2]. Проведенный анализ литературных источников позволяет заключить, что в теории ГМ эти проблемы обозначены, но не получили теоретического и практического развития. Работы в области моделирования взаимодействия гусеничного движителя с основанием в зависимости от особенностей предлагаемых математических моделей условно можно разбить на следующие группы:

основанные на эмпирических данных (работы Рииса, Ганамото, описанные в монографии [3]; коллектива под руководством С.В. Дорогина [4] и др.);

базирующиеся на упрощенном аналитическом описании процессов ([5, 6], работы сотрудников Горьковского политехнического института и др.);
использующие максимально детализированные модели передачи нагрузок от опорного катка через участки гусеницы на опорное основание [1, 7].

Упомянутые источники [1, 3, 4, 6] уже стали библиографической редкостью и не всегда доступны даже в крупных библиотеках.

К сожалению, несмотря на различный уровень детализации исследуемого процесса, практически все упомянутые модели (за редким исключением) количественно плохо соотносятся с результатами экспериментов. Нередко наблюдаемое рассогласование на 50–200 % опытных и расчетных данных объясняют большим разбросом свойств грунта.

Переход от детерминированных моделей к статистическим позволяет решать проблемы «стратегического» плана (оценка проходимости местности машинами данного типа; оценка усредненного сопротивления движению и др.), но малопригоден для решения частных задач, например для моделирования эффективности использования длины опорной поверхности.

Результаты построения эпюры нормальных нагрузок на опорной ветви гусеницы [8] и расчетно-теоретические исследования, связанные с уточнением модели поворота, приводят к необходимости поднять вопрос об эффективности использования опорной поверхности гусеничной машины.

«Очаговый» характер передачи нормальных и касательных нагрузок приводит к локальным пикам давления под опорной ветвью, что снижает проходимость ГМ, ухудшает подвижность и приводит к снижению многих других эксплуатационных свойств транспортного средства, а также усугубляет разрушение грунта и колеобразование.

При рассмотрении математической модели движения ГМ в простейшем случае предполагается, что нормальные давления под гусеницей распределены равномерно (эпюра давлений имеет форму прямоугольника, а центр тяжести ГМ расположен в точке C , лежащей на пересечении осей симметрии проекции шасси в плане [9]).

В результате приложения силы тяги, а также внешних сил (нагрузка на сцепном устройстве, «сопротивление подъему», аэродинамическое сопротивление, вес груза и т. д.) эпюра деформируется.

Считается, что она приобретает форму трапеции (рис. 1, *a*). При этом линия действия равнодействующей нормальной реакции Z смещена на величину x (ее называют продольным смещением центра давления (или центра опорной реакции) относительно линии действия эквивалентной вертикальной нагрузки, приложенной в центре тяжести шасси. В зависимости от схемы действия сил продольное смещение центра давлений может быть положительным (в сторону движения шасси) и отрицательным.

При увеличении внешних сил часть опорной ветви начинает разгружаться от нормальной реакции. Эпюра давлений приобретает форму треугольника [2, 5] (рис. 1, *б*).

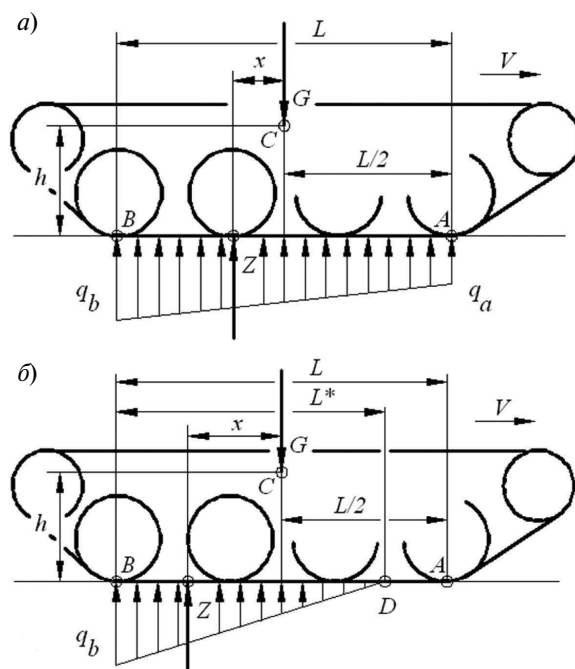


Рис. 1. Вид эпюр нормальных давлений при полном (*a*) и частичном (*б*) нагружении опорной поверхности гусеничной машины

Таким образом, оказывается, что при передаче нормальных нагрузок задействована не вся длина опорной поверхности, а лишь некоторая ее часть — $L^* < L$. Следует указать, что передний каток не окажется полностью разгруженным: на гусеницу будет действовать нормальная сила, обусловленная массой неподрессоренных частей подвески катка. Однако величина этой силы в сравнении с составляющей веса ГМ пренебрежимо мала.

Опыты над промышленными тракторами позволили заключить [2], что эффект недоиспользования длины опорной поверхности при передаче нормальных (как следствие — касательных) нагрузок наблюдается при $|x| \geq L/6$. В известных нам фундаментальных работах по теории трактора этот вопрос дальнейшего развития не получил.

В теории движения транспортных ГМ этот вопрос также не рассматривается, но граничное значение величины продольного смещения нормальной реакции несложно получить следующим образом.

$$\text{Известно (например, [5]), что } x = \frac{L}{6} \frac{q_b - q_a}{q_b + q_a},$$

где q_a и q_b — нормальное давление в точках A

и B на границах опорной поверхности ГМ; $L = |AB|$ (расчетная схема при $0 > |x| \geq L/2$ соответствует рис. 1, а). При $x = \pm L/6$ для выполнения равенства $q_b + q_a = q_b - q_a$ необходимо, чтобы $q_a = 0$. При этом $L/2 > |x| > L/6$ расчетная схема будет соответствовать рис. 1, б.

Для практических расчетов удобнее использовать зависимость, не включающую величины q_a и q_b :

$$x = \frac{f Z r_{\text{БК}}/\eta + P_x (h + r_{\text{БК}}/\eta) + P_z x_p}{Z}$$

В этой зависимости f — коэффициент сопротивления движению; $r_{\text{БК}}$ — радиус ведущего колеса; η — КПД ходовой части; P_x и P_z — горизонтальная и вертикальная составляющие внешней силы; x_p и h — горизонтальная и вертикальная координаты точки приложения внешней силы. В частном случае, соответствующем рис. 1, $P_x = 0$ и $P_z = G$. В теории ГМ для удобства представления и анализа результатов используется безразмерная величина — относительное продольное смещение центра давления. Введем ее так: $x_0 = x/L$.

Для определения части длины опорной поверхности L^* , используемой при передаче нормальных нагрузок, рассмотрим равновесие ГМ относительно точки B (см. рис. 1, б).

Момент распределенных сил (от распределенной нагрузки q)

$$M_b = \frac{1}{2} (2bL^* q_b) \frac{L^*}{3} = \frac{bq_b}{3} (L^*)^2$$

Момент опорной реакции $\left(Z = 2 \frac{1}{2} bL^* q_b = bL^* q_b \right)$ равен

$$M_b = Z (L/2 - x) = bq_b L^* (L/2 - x)$$

Следовательно, $bq_b L^* \left(\frac{L}{2} - x \right) = \frac{bq_b}{3} (L^*)^2$, откуда при $|x_0| \in [1/6, 1/2)$ получим $L^* = 3L(0,5 - x_0)$, или $L^*/L = 3(0,5 - x_0)$.

Назовем L^*/L «относительной эффективной длиной опорной поверхности».

Уменьшение используемой длины опорной поверхности сопровождается ростом нормального давления под гусеницами и дополнительным заглублением ГМ в грунт.

Известно, что нагрузка и осадка связаны в общем случае соотношением $q(x) = k [z(x)]^n$. Значение коэффициента пропорциональности k определяется в различных источниках по разным зависимостям: в [3] — $k = k_c + bk_\phi$; в [10] — $k = k_c + k_\phi/b$ (на наличие такой разницы расчетных зависимостей требуется обратить внимание). При этом k_c, k_ϕ, n — эмпирические коэффициенты, характеризующие осадку грунта при приложении вертикальной нагрузки на штамп шириной b . При наличии опытных данных такую зависимость можно использовать для оценки глубины погружения ГМ в грунт [3] — $b = b_r$ (b_r — ширина гусеницы). Глубина колеи при многократных проходах катков с различной нормальной нагрузкой будет определяться в основном величиной, полученной под наиболее нагруженных катком: $z_{\text{max}} = \sqrt[n]{q_{\text{max}}/k}$.

На рис. 2 приведены результаты расчетов значений нормального давления и осадки грунта для шасси-аналога БТР-Д (масса — 8000 кг, ширина гусеницы — $b_r = 0,3$ м, длина опорной поверхности — $L = 3,66$ м) при $L^*/L = 0,7$.

Расчет проведен для грунтов со следующими характеристиками [8]:

грунт 1 — песчаный, $k_c \approx 2,3$ кг/см¹⁺ⁿ; $k_\phi \approx 0,2$ кг/см²⁺ⁿ; $n \approx 0,42$; предельная несущая способность — $p_0 \approx 120$ кПа;

грунт 2 — глинистый, $k_c \approx 1,6$ кг/см¹⁺ⁿ; $k_\phi \approx 0,6$ кг/см²⁺ⁿ; $n \approx 0,41$; $p_0 \approx 220$ кПа.

На рис. 3 приведено изменение максимального значения нормального давления q_{max}^* и прогнозируемой глубины колеи z_{max}^* при $L^*/L \in [0,4; 1]$. Как видим, для грунта 1 предельная несущая способность достигается в области $L^*/L = 0,7$; при дальнейшем уменьшении L^*/L машина начинает погружаться в грунт, осаживаясь на корму. Схема сил, действующих на машину, изменяется, и рассматриваемая нами модель утрачивает работоспособность.

В критическом случае глубина колеи будет ограничена дорожным просветом (произойдет посадка машины на днище).

При $L^*/L < 0,4$ расчетная глубина колеи значительно (в разы) увеличивается. Эта область графика не показана.

Для трапецевидной эпюры нормальных давлений можно рассчитать, используя известные соотношения [5], $q_{\max} = q_b = \frac{G(1+6x_0)}{2b_r L}$.

Для треугольной эпюры нормальных давлений $q_{\max}^* = \frac{G}{b_r L^*}$.

В одинаковых грунтовых условиях получаем, что соотношение максимальных глубин для колеи составит

$$\frac{z_{\max}}{z_{\max}^*} = \sqrt[n]{\frac{q_{\max}}{q_{\max}^*}} = \sqrt[n]{\frac{L^*}{2L}(1+6x_0)},$$

причем $|x_0| = 1/6$.

«Переход» от трапецевидной формы эпюры к треугольной, ожидаемый при $|x_0| = 1/6$, не сопровождается катастрофическим увеличением глубины колеи. Но с уменьшением L^* глубина колеи будет расти обратно пропорционально L^*/L и обусловит увеличение энергозатрат на движение.

Покажем, что отношение L^*/L служит безразмерным показателем, характеризующим энергозатраты на движение ГМ (в первую очередь — на деформируемом грунте).

На вертикальное прессование грунта под участком опорной поверхности шириной $2b_r$ и протяженностью dx затрачивается работа $dA = 2b_r q(x) z(x) dx$.

Для любых $q(x)$ $z(x) = \sqrt[n]{q(x)/k}$. В случае треугольной эпюры $q(x) = 2q_{\max}^* x/L^*$, а $b = 2b_r$, так как оценка производится для машины целиком.

Тогда (при $|x_0| \in [1/6, 1/2)$) работа, затрачиваемая на вертикальное прессование грунта под опорной поверхностью машины, выражается так:

$$A^* = 2b_r \max\{q(x)\} \max\{z(x)\}.$$

После подстановок получаем

$$A^* = \frac{2G^n}{(L^*)^n \sqrt[n]{b_r k}}.$$

При равномерном прямолинейном движении ГМ со скоростью V работа на прессование грунта реализуется за время $\Delta t = L^*/V$.

$z(x)$, мм; $q(x)$, кПа

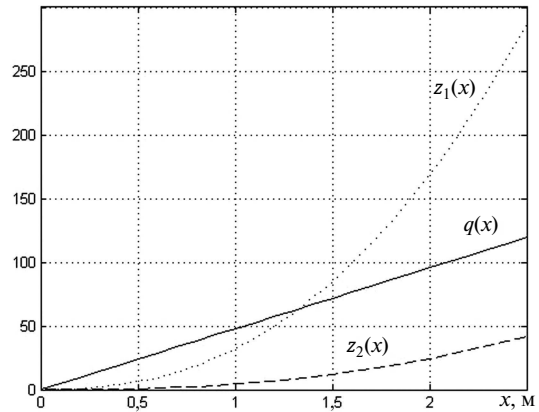


Рис. 2. Расчетные зависимости нормального давления под гусеницей ($q(x)$) и осадки грунта ($z_1(x)$ для плотного песчаный грунта, $z_2(x)$ — для глинистого) при соотношении $L^*/L = 0,7$

Мощность, затрачиваемая на прессование грунта, составляет

$$N^* = \frac{A^*}{t} = \frac{2VG^n}{(L^*)^n \sqrt[n]{b_r k}}$$

при $|x_0| \in [1/6, 1/2)$.

$z_{\max}(L^*/L)$, мм; $q_{\max}(L^*/L)$, кПа

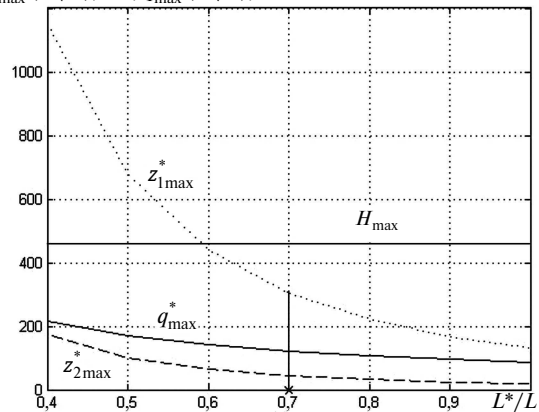


Рис. 3. Изменение максимальных значений нормального давления (q_{\max}^*) и прогнозируемой глубины колеи (z_{\max}^*) при $L^*/L \in [0,4; 1]$:

($z_{1\max}^*$) — для плотного песчаного грунта; ($z_{2\max}^*$) — для глинистого); H_{\max} — максимальный дорожный просвет машины

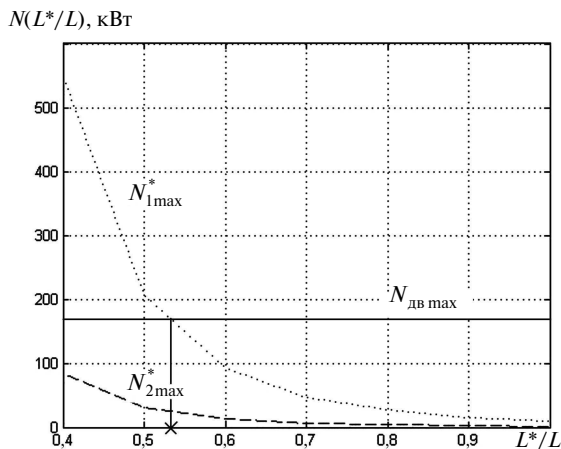


Рис. 4. Изменение мощности N^* , затрачиваемой на колеобразование, при скорости движения 6,5 м/с и $L^*/L \in [0,4;1]$; N_{1max}^* — для плотного песчаного грунта, N_{2max}^* — для глинистого; $N_{дв max}$ — максимальная мощность двигателя машины

На рис. 4 показан вид зависимостей мощности, затрачиваемой на образование колеи для рассматриваемых примеров. Скорость движения машины — 6,5 м/с. На рис. 4 выделено минимально возможное значение относительной эффективной длины опорной поверхности при движении по песчаному грунту, ограниченное (теоретически) мощностью установленного на машине двигателя. Потери в трансмиссии и ходовой системе не учитывались.

Мощность, затрачиваемая на деформацию грунта при движении ГМ, мало зависит от ско-

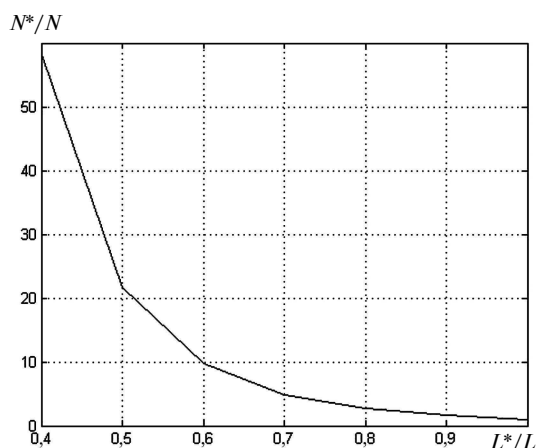


Рис. 5. Изменение относительной мощности N^*/N , затрачиваемой на колеобразование, в функции от L^*/L при $L^*/L \in [0,4;1]$

рости приложения нагрузки [3]. Относительное изменение мощности на вертикальное прессование грунта, связанное с укорочением участка опорной поверхности, используемого для передачи нормальных реакций, равно

$$N^*/N = \left(L^*/L \right)^{\frac{1+2n}{n}} \geq 1 \text{ при } |x_0| \in [1/6, 1/2].$$

На рис. 5 приведен вид такой зависимости. Поскольку разница в значении показателя n оказалась невелика и кривые практически накладываются, показан случай движения по глинистому грунту ($n = 0,41$).

Для сравнения напомним, что на глинистых грунтах при среднем значении коэффициента сопротивления движению ТГМ $\bar{f} = 0,078$ расчетная мощность сопротивления движению (включающая и затраты на колеобразование) составит $\bar{N} = \bar{f}GV = 40$ кВт.

Таким образом, относительная эффективная длина опорной поверхности определяет изменение затрат мощности на передвижение ТГМ. Следовательно, есть смысл включить этот параметр в качестве частного показателя эффективности работы шасси в математическую модель оценки энергоэффективности ТГМ [11]

Следует учесть, что при изменении формы эпюры на треугольную, вследствие перераспределения нормальных нагрузок на опорные катки, изменятся и условия формирования тяговых сил. Это будет сопровождаться ростом потерь мощности, вызванных буксованием движителя, «выглаживанием» беговой дорожки первым катком, нагруженным нормальной реакцией, потерями, связанными с качением ненагруженных катков и др.

Из сказанного следует, что относительная эффективная длина опорной поверхности является параметром, характеризующим энергоэффективность шасси ГМ. Необходимость обеспечения $L^*/L \rightarrow 1$ следует учитывать на этапе проектирования машины, а также при ее эксплуатации.

Относительная эффективная длина опорной поверхности определяется схемой сил, действующих на ГМ при эксплуатации. Однако не следует забывать, что реальная эпюра нормальных давлений будет значительно отличаться от теоретической. Нормальные реакции и, следовательно, тяговое усилие в большинстве случаев

передаются через локальные участки опорной поверхности, расположенные вблизи опорных катков [1,8]. Таким образом, потери мощности на опорной поверхности будут зависеть еще и от протяженности ее «активных» участков.

Отдельно необходимо рассмотреть и вопрос теоретического описания поворота ГМ при значительных продольных смещения центра давления, поскольку решение такой задачи в современной специальной литературе не описано.

Основные выводы нашего исследования:

1. Относительная эффективная длина опорной поверхности является параметром, определяющим интенсивность колееобразования и величину

потерь мощности, связанных с вертикальным прессованием грунта при движении гусеничной машины. Этот параметр расширяет номенклатуру частных показателей энергоэффективности шасси в разработанной ранее модели [11].

2. Относительная эффективная длина опорной поверхности определяется схемой сил, действующих на машину, и линейно зависит от величины относительного продольного смещения центра давления.

3. Дальнейшему исследованию подлежат вопросы моделирования передачи нормальных и касательных реакций на опорной поверхности машины и развитие модели поворота при значительных продольных смещения центра давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Красеньков В.И.**, Нормальные давления под гусеницей [Текст] / В.И. Красеньков, Ю.И. Ловцов, А.В. Быко-Янко // Труды МВТУ им. Н.Э.Баумана.— М., 1982. № 390.— С. 3–12.
2. **Скотников, В.А.** Основы теории и расчета трактора и автомобиля [Текст] / В.А. Скотников, А.А. Машенский, А.С. Солонский / Подред. В.А. Скотникова.— М.: Агропромиздат, 1986.— 383 с.
3. **Беккер, М.Г.** Введение в теорию систем местность — машина [Текст] / М.Г. Беккер / Пер. с англ.— М.: Машиностроение, 1973.— 520 с;
4. **Дорогин, С.В.** Влияние размещения грунтозацепов на сопротивление движению ТГМ [Текст] / С.В. Дорогин, В.П. Карнаух // Вестник бронетанковой техники.— 1989. № 11.
5. **Забавников, Н.А.** Основы теории транспортных гусеничных машин [Текст] / Н.А. Забавников.— М.: Машиностроение, 1975.— 448 с.
6. Расчет сопротивления движению гусеничной машины [Текст] // Зарубежная военная техника. Серия III: Бронетанковая техника и вооружение.— 1977. Вып. 1.— С. 25–27.
7. **Носов, С.В.** Мобильные энергетические средства: выбор параметров и режимов работы через реологические свойства опорного основания [Текст]: монография / С.В. Носов.— Липецк: ЛГТУ, 2006.— 228 с.
8. **Авотин, Е.В.** Методика расчета нормальных давлений на опорной поверхности гусеницы транспортной машины [Текст] / Е.В. Авотин, Р.Ю. Добрецов // Научно-технические ведомости СПбГПУ.— 2011.— №3(130).— С. 103–108.
9. **Добрецов, Р.Ю.** О снижении перепадов нагрузки на опорное основание при качении гусеничного движителя [Текст] / Р.Ю. Добрецов, А.Г. Семенов // Экология и промышленность России.— 2009. №5.— С. 46–49.
10. **Агейкин, Я.С.** Проходимость автомобилей [Текст] / Я.С. Агейкин.— М.: Машиностроение, 1981.— 230 с.
11. **Добрецов, Р.Ю.** Объективная оценка технических характеристик шасси транспортных гусеничных машин [Текст] / Р.Ю. Добрецов // Тракторы и сельскохозяйственные машины.— 2011. №2— С. 19–23.

REFERENCES

1. **Krasnen'kov V.I., Lovtsov Iu.I., Byko-Ianko A.V.** Normal'nye davleniia pod gusenitsei [Tekst] // Trudy MVTU im. N.E.Baumana.— M., 1982.— № 390.— S. 3–12. (rus.)
2. **Skotnikov, V.A.** Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilia [Tekst] / V.A. Skotnikov, A.A. Mashchenskii, A.S. Solonskii / Pod red. V.A. Skotnikova.— M.: Agropromizdat, 1986.— 383 s. (rus.)
3. **Bekker, M.G.** Vvedenie v teoriiu sistem mestnost' — mashina [Tekst] / Per. s angl. M.: Mashinostroenie, 1973.— 520 s. (rus.)
4. **Dorogin, S.V.** Vliianie razmeshcheniia gruntozatsepov na soprotivlenie dvizheniiu TGM [Tekst] / Dorogin S.V., Karnaukh V.P. // Vestnik bronetankovoi tekhniki.— 1989.— №11. (rus.)
5. **Zabavnikov, N.A.** Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin [Tekst].— M.: Mashinostroenie, 1975.— 448 s. (rus.)
6. Raschet soprotivleniia dvizheniiu gusenichnoi mashiny [Tekst] // Zarubezhnaia voennaia tekhnika. Seriiia III: Bronetankovaia tekhnika i vooruzhenie.— 1977.— Vyp. 1.— S. 25–27. (rus.)

7. **Nosov, S.V.** Mobil'nye energeticheskie sredstva: vybor parametrov i rezhimov raboty cherez reologicheskie svoistva opornogo osnovaniia [Tekst]: monografiia / S.V. Nosov.— Lipetsk: LGTU, 2006.— 228 s. (rus.)
8. **Avotin E.V., Dobretsov R.Yu.** Metodika rascheta normal'nykh davlenii na opornoj pov erkhnosti gusenitsy transportnoi mashiny [Tekst] / // Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU.— 2011. №3(130).— S. 103–108. (rus.)
9. **Dobretsov R.Yu., Semenov A.G.** O snizhenii perepadov nagruzki na opornoe osnovanie pri kachenii gusenichnogo dvizhitelia [Tekst] // Ekologiya i promyshlennost' Rossii.— 2009. №5— S. 46–49. (rus.)
10. **Ageikin, Ia.S.** Prokhodimost' avtomobilei [Tekst] / Ia.S. Ageikin.— M.: Mashinostroenie, 1981.— 230 s. (rus.)
11. **Dobretsov, R.Yu.** Ob»ektivnaia otsenka tekhnicheskikh kharakteristik shassi transportnykh gusenichnykh mashin [Tekst] // Traktory i sel'skokhoziaistvennye mashiny— 2011.— №2— S. 19–23. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

ГАЛЫШЕВ Юрий Витальевич — доктор технических наук заведующий кафедрой двигателей, автомобилей и гусеничных машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: galyshev57@yandex.ru
GALISHEV Yuriy V. — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: galyshev57@yandex.ru

ДОБРЕЦОВ Роман Юрьевич — кандидат технических наук профессор кафедры двигателей, автомобилей и гусеничных машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: kgm-spb@list.ru
DOBRETsov Roman Yu. — St.-Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St.-Petersburg, Russia; e-mail: kgm-spb@list.ru