

УДК 629.113

Модель продольного движения гусеничного транспортного средства

Н.А. Рудианов¹, Е.В. Ларкин²¹ Центральный научно-исследовательский институт Минобороны Российской Федерации, 107564, Москва, Российская Федерация, Погонный пр., д. 10² Тульский государственный университет, 300012, Тула, Российская Федерация, Ленина пр-т, д. 92

Model of Longitudinal Travel of a Vehicle over Cross-Country Terrain

N.A. Rudianov¹, E.V. Larkin²¹ The Central Scientific and Research Institute, Ministry of Defence of the Russian Federation, 107564, Moscow, Russian Federation, Pogonny Pr., Bldg. 10² Tula State University, 300012, Tula, Russia Federation, Lenin Ave., Bldg. 92 e-mail: rudianov_1980@mail.ru

i Для типовой структуры гусеничного транспортного средства разработаны математические модели, определяющие текущее состояние двигательной установки, трансмиссии, движение машины по криволинейной координате и ее маневры по углу курса. Из перечисленных моделей получено дифференциальное уравнение разгонной характеристики двигателя. Показано, что разгонная характеристика транспортного средства зависит от передаточных чисел коробок передач для левой и правой гусениц. Дана структура привода. Движущий момент, создаваемый на цилиндре за счет сгорания топлива, может быть представлен в виде последовательности прямоугольных импульсов, а момент сжатия — в виде последовательности треугольных импульсов. Рассмотрена динамика продольного движения машины. Входными воздействиями в системе двигатель—трансмиссия—машина являются момент развиваемый в цилиндре, а также передаточные числа левой и правой коробок передач. Показано, что на разгонную характеристику двигателя влияют не только конструктивные особенности гусеничного транспортного средства, но и передаточные числа левой и правой коробок скоростей, а при маневре по углу курса — еще и их разность.

Ключевые слова: транспортное средство, мобильный робот, моделирование, продольное движение, гусеница, трансмиссия, двигатель внутреннего сгорания, разгонная характеристика.

i For a standard structure of a tracked vehicle, the authors have developed mathematical models that determine the current condition of the engine unit, transmission, vehicle movement along a curved line and its course angle maneuvers. Based on the above-mentioned models, a differential equation of the engine acceleration characteristic has been obtained. It has been shown that the acceleration characteristic of the vehicle depends on the transmission ratio of the gear boxes for the left and right caterpillar chains.

Keywords: vehicle, mobile robot, modelling, longitudinal travel, caterpillar chain, transmission, internal combustion engine, acceleration characteristic.

Гусеничные движители достаточно широко применяют в мобильных роботах и других подвижных наземных объектах, используемых в качестве транспортных средств, перемеща-

ющихся по пересеченной местности, сыпучим грунтам, снегу и т. п. [1, 2]. Выбор гусеничных движителей, как правило, обуславливается необходимостью повышения проходимости и тягово-транспортных характеристик транспортного средства [3]. Естественно, что указанный тип движителя определяет как динамику продольного движения и маневров по углу курса, так и особенности управления подвижным наземным объектом.

Структура привода и принятые допущения.

Функциональная схема типового привода транспортного средства с гусеничными движителями приведена на рис. 1 [3–6]. На схеме приняты следующие обозначения: ДУ — двигательная установка; C_l и C_r — левый и правый узел сцепления соответственно; P_l и P_r — левая и правая коробка передач; Γ_l и Γ_r — левая и правая гусеница; ТС — транспортное средство, перемещающееся в пространстве; $\mu_{ц}$ — момент, создаваемый на цилиндрах двигателя внутреннего сгорания; $\mu_{д}$, $\tilde{\omega}_{д}$ — момент и угловая скорость вращения вала двигателя; μ_b , $\tilde{\omega}_l$ (μ_r , $\tilde{\omega}_r$) — момент и угловая скорость вращения входного вала левой (правой) коробки передач; μ_{pb} , $\tilde{\omega}_{pl}$ (μ_{pr} , $\tilde{\omega}_{pr}$) — момент и угловая скорость вращения выходного вала левой (правой) коробки передач; V_b , F_l (V_r , F_r) — скорость и движущая сила на левом (правом) движителе; ξ , ψ — продольная скорость движения по криволинейной координате ξ и скорость вращения корпуса транспортного средства относительно вертикальной оси.

Силы, действующие на движители, показаны на рис. 2: F_l (F_r) — движущая сила на левом (правом) движителе; F_{cl1} , ..., F_{clN} (F_{cr1} , ..., F_{crN}) — силы сопротивления движению на левом (правом) движителе, складывающиеся из скатывающихся сил и сил сухого трения в катках; Φ_f (Φ_{rf}) — распределенная сила сопротивления боковому скольжению левого (правого) движителя, действующая на переднюю часть машины; Φ_b (Φ_{rb}) — распределенная сила сопротивления боковому скольжению левого (правого) движителя, действующая на заднюю часть машины.

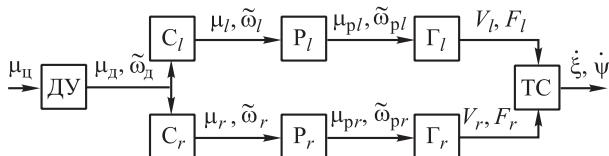


Рис. 1. Функциональная схема транспортного средства с гусеничными движителями

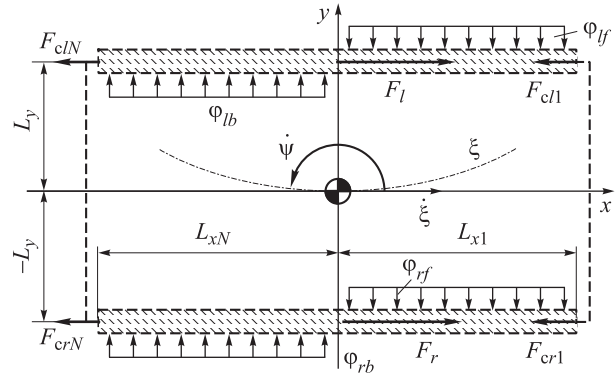


Рис. 2. Кинематическая схема продольного движения транспортного средства с гусеничными движителями

На рис. 2 также обозначены: x , y — оси координат системы, связанные с центром масс транспортного средства и направленные вдоль и поперек вертикальной плоскости симметрии соответственно; ξ — криволинейная траектория продольного движения центра масс; L_{x1} , L_{xN} — координаты по оси x точек касания дороги катками движителей в связанной системе координат; L_y ($-L_y$) — координаты по оси y центра левого (правого) движителя в связанной системе координат; ψ — угловая скорость.

При формировании модели приняты следующие допущения:

в транспортном средстве в качестве энергетической установки используется двигатель внутреннего сгорания;

корпус транспортного средства является абсолютно жестким телом, причем катки движителей могут перемещаться относительно корпуса только по прямой, перпендикулярной плоскости расположения точек опор подвесок катков;

машина является симметричной, ее гусеничные движители расположены по левому l и правому r бортам, каждый движитель содержит свое приводное колесо, не имеющее контакта с дорогой, и N пассивных катков, опирающихся на дорогу;

каждый каток гусеничной опоры касается дороги в одной точке и находится в индивидуальных дорожных условиях, определяемых текущей криволинейной координатой ξ , текущим углом курса ψ , а также рельефом и микрорельефом дороги;

величина скатывающей силы для N -го левого (правого) катка определяется по текущему углу между горизонтальной плоскостью и касательной к рельефу в точке касания катком дороги, параллельной плоскости симметрии машины;

в процессе продольного движения катки не теряют контакта с дорогой, отсутствует также продольное проскальзывание движителей;

в процессе поворота корпуса на угол ψ имеет место боковое скольжение гусениц относительно грунта, при этом на движители действует распределенная сила сухого трения, создающая момент сопротивления относительно вертикальной оси;

диссипативные силы в катках сводятся к силе сухого трения катков о гусеницу и моменту вязкого трения в подшипниках катков;

поворот относительно вертикальной оси осуществляется за счет разности передаточных чисел левой i_l и правой i_p коробок передач.

Модель двигательной установки и трансмиссии. Система дифференциальных уравнений, описывающих двигательную установку до коробки скоростей, имеет вид

$$\begin{cases} J_d \dot{\omega}_d + \eta_d \tilde{\omega}_d + \mu_{сд} + \mu_d = \mu_{ц} + \mu_{сж}; \\ \dot{\varphi}_d = \omega_d, \end{cases} \quad (1)$$

где J_d — момент инерции подвижных частей двигательной установки, приведенный к валу двигателя; $\tilde{\omega}_d$ — угловая скорость вращения вала двигателя; η_d — суммарный коэффициент моментов вязкого трения в двигателе и трансмиссии, приведенный к валу двигателя; $\mu_{сд}$ — суммарный момент сухого трения двигательной установки и трансмиссии, приведенный к валу двигателя; μ_d — полезная нагрузка на вал двигателя; $\mu_{ц}$ — движущий момент, создаваемый

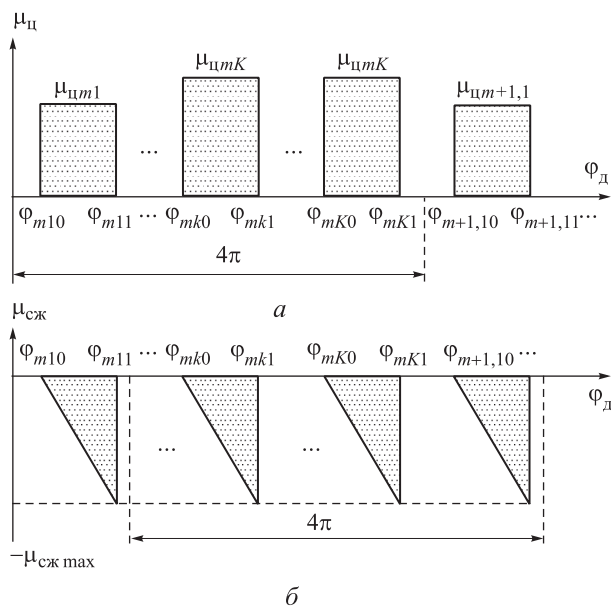


Рис. 3. Моделирование моментов, создаваемых на поршнях цилиндров при работе двигателя

на поршнях цилиндров двигателя внутреннего сгорания; $\mu_{сж}$ — момент, возникающий при сжатии горючей смеси в цилиндрах; φ_d — угол поворота вала двигателя.

В первом приближении движущий момент $\mu_{ц}$, создаваемый на цилиндре за счет сгорания топлива, может быть представлен в виде последовательности прямоугольных импульсов (рис. 3, а), а момент сжатия $\mu_{сж}$ — в виде последовательности треугольных импульсов (рис. 3, б) [7].

Зависимости, описывающие моменты на валу двигателя, имеют следующий вид:

$$\mu_{ц} = \begin{cases} 0 & \text{при } \varphi_{m,k-1,1} < \varphi_d < \varphi_{mk0}, k = 2, \dots, K, \\ & \text{или при } \varphi_{mK1} < \varphi_d < \varphi_{m+1,10}, m = 1, 2, \dots; \\ \mu_{цmk} & \text{при } \varphi_{mk0} < \varphi_d < \varphi_{mk1}, k = 1, \dots, K, \\ & m = 1, 2, \dots; \end{cases} \quad (2)$$

$$\mu_{сж} = \begin{cases} 0 & \text{при } \varphi_{m,k-1,1} < \varphi_d < \varphi_{mk0}, k = 2, \dots, K, \\ & \text{или при } \varphi_{mK1} < \varphi_d < \varphi_{m+1,10}, m = 1, 2, \dots; \\ - \left(\frac{\mu_{сжmax} \varphi}{\varphi_{mk0} - \varphi_{mk1}} - \frac{\mu_{сжmax} \varphi_{mk0}}{\varphi_{mk0} - \varphi_{mk1}} \right) & \text{при} \\ \varphi_{mk0} < \varphi_d < \varphi_{mk1}, k = 1, \dots, K, m = 1, 2, \dots, \end{cases} \quad (3)$$

где φ_{mk0} и φ_{mk1} — углы, при которых формируется момент на k -й поршневой группе при m -м цикле работы двигателя, $1 \leq k \leq K, m = 1, 2, 3, \dots$.

Величина $\mu_{цmk}$ зависит от управляющего воздействия на двигатель. Величина $\mu_{сжmax}$ зависит от конструктивных особенностей двигателя и для данного типа двигателя является постоянной. Следует отметить, что зависимости (2) и (3) можно использовать, если при численном интегрировании системы (1) шаг интегрирования будет много меньше, чем значения $|\varphi_{mk1} - \varphi_{mk1}|$ на максимальных оборотах двигателя. В противном случае можно воспользоваться более простой формулой, описывающей процесс управления двигателем:

$$\mu_{ц} + \mu_{сж} = k_U U, \quad (4)$$

где U — управляющее воздействие на двигатель; k_U — коэффициент передачи по управлению.

Механизм сцепления осуществляет передачу крутящего момента с двигателя на трансмиссию. Модель передачи крутящего момента описывается следующей зависимостью:

$$k_{\mu} = \begin{cases} 0 & \text{при } a < a_{min}; \\ \frac{a - a_{min}}{a_{max} - a_{min}} & \text{при } a_{min} \leq a \leq a_{max}; \\ 1 & \text{при } a > a_{max}. \end{cases} \quad (5)$$

где κ_μ — коэффициент передачи крутящего момента, $0 \leq \kappa_\mu \leq 1$; a — управление механизмом сцепления; a_{\min} , a_{\max} — конструктивные параметры механизма.

Для более грубого приближения справедлива модель, в которой сцепление представлено функцией Хевисайда:

$$\kappa_\mu = \begin{cases} 0 & \text{при } a \leq a_0; \\ 1 & \text{при } a > a_0, \end{cases} \quad (6)$$

где $a_0 = 0,5(a_{\min} + a_{\max})$.

Отметим, что зависимости (5) и (6) действуют в момент переключения передач на левой или правой части трансмиссии, если угловая скорость вращения входного вала соответствующего редуктора не равна угловой скорости вращения выходного вала двигателя. Если угловые скорости выравниваются и сцепление установлено, то $\kappa_\mu = 1$.

Моменты и угловые скорости на выходных валах левой и правой коробок передач определяются зависимостями

$$\begin{aligned} \tilde{\omega}_{pl} l_l &= \tilde{\omega}_{pr} l_r = \tilde{\omega}_d; \\ \frac{\mu_{pl}}{l_l} + \frac{\mu_{pr}}{l_r} &= \mu_d, \end{aligned} \quad (7)$$

где l_l (l_r) — передаточные числа редукторов левой (правой) коробки передач.

Окружные скорости левого и правого приводных колес, совпадающие со скоростями левого и правого бортов транспортного средства, можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} V_l &= \tilde{\omega}_{pl} q; & V_r &= \tilde{\omega}_{pr} q; \\ V_l &= \dot{\xi} - \dot{\psi} q; & V_r &= \dot{\xi} + \dot{\psi} q; \\ \dot{\xi} &= \frac{V_l + V_r}{2}; & \dot{\psi} &= \frac{V_r - V_l}{2L_y}, \end{aligned} \quad (8)$$

где q — диаметр приводного колеса левой и правой трансмиссии.

Динамика продольного движения. Система дифференциальных уравнений, описывающая динамику продольного движения транспортного средства с гусеничными движителями, имеет вид

$$\begin{aligned} M \ddot{\xi} + (\eta_\xi + 2N\eta_q) \dot{\xi} + \sum_{n=1}^N (R_{cln} + R_{crn}) + \\ + \sum_{n=1}^N (R_{tln} + R_{trn}) \operatorname{sgn} \dot{\xi} = F_{dl} + F_{dr}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_z \ddot{\psi} + 2\eta_q \dot{\psi} L_y^2 + L_y \sum_{n=2}^N (R_{cln} - R_{crn}) + \\ + L_y \sum_{n=1}^N (R_{tln} + R_{trn}) \frac{\operatorname{sgn}(\dot{\xi} - \dot{\psi} L_y) - \operatorname{sgn}(\dot{\xi} + \dot{\psi} L_y)}{2} + \\ + \int_0^{Lx_1} [\varphi_{lf}(x) + \varphi_{rf}(x)] x dx + \\ + \int_0^{Lx_N} [\varphi_{lb}(x) + \varphi_{rb}(x)] x dx = (F_{dr} - F_{dl}) L_y, \end{aligned} \quad (9)$$

где M — масса подвижного наземного объекта, включая движители; η_ξ — коэффициент вязкого трения, возникающего за счет лобового сопротивления; η_q — коэффициент вязкого трения в подшипниках катков; R_{cln} (R_{crn}) — величина скатывающей силы, действующей на n -й левый (правый) каток; R_{tln} (R_{trn}) — величина силы трения, действующей на n -й левый (правый) каток против его движения; J_z — момент инерции машины, включая катки левого и правого бортов, относительно вертикальной оси.

Обозначим:

$$\begin{aligned} R_{cl} &= \sum_{n=1}^N R_{cln}; & R_{cr} &= \sum_{n=1}^N R_{crn}; & F_T &= \sum_{n=1}^N (R_{tln} + R_{trn}) \operatorname{sgn} \dot{\xi}; \\ \mu_{T1} &= L_y \sum_{n=1}^N (R_{tln} + R_{trn}) \frac{\operatorname{sgn}(\dot{\xi} - \dot{\psi} L_y) - \operatorname{sgn}(\dot{\xi} + \dot{\psi} L_y)}{2}; \\ \mu_{T2} &= \int_0^{Lx_1} [\varphi_{lf}(x) + \varphi_{rf}(x)] x dx + \\ &+ \int_0^{Lx_N} [\varphi_{lb}(x) + \varphi_{rb}(x)] x dx. \end{aligned} \quad (10)$$

Совместное решение (1) и (9) с учетом соотношений (7) и (8) и введенных обозначений (10) дает разгонную характеристику двигателя транспортного средства:

$$\begin{aligned} \mu_d = \left\{ J_d + \left[M(i_r + i_l)^2 + \frac{J_z}{L_y^2} (i_l - i_r)^2 \right] \frac{q^2}{4(i_l i_r)^2} \right\} \dot{\omega}_d + \\ + \left\{ \eta_d + [(\eta_\xi + 2N\eta_q)(i_r + i_l)^2 + 2N\eta_q(i_l - i_r)^2] \times \right. \\ \left. \times \frac{q^2}{4(i_l i_r)^2} \right\} \tilde{\omega}_d + \frac{\mu_{T1} + \mu_{T2}}{L_y} \frac{(i_l - i_r)q}{2i_l i_r} + F_T \frac{(i_l + i_r)q}{2i_l i_r} \\ + \frac{R_{cr}q}{i_r} + i \frac{R_{cl}q}{i_l} + \mu_{сд} - \mu_{сж}. \end{aligned} \quad (11)$$

Зависимость (11) показывает, что динамика двигателя внутреннего сгорания, приводящего в движение машину с гусеничными движителями, зависит от конструктивных особенностей

гусеничного транспортного средства ($M, J_d, J_z, L_y, N, \eta_d, \eta_\xi, \eta_q, q$) и текущих значений передаточных чисел левого i_l и правого i_r редукторов, причем момент инерции относительно вертикальной оси оказывает влияние на динамику продольного движения только в том случае, если разность $i_l - i_r$ передаточных чисел левой и правой коробок скоростей является ненулевой.

Входными воздействиями в системе двигатель–трансмиссия–машина являются момент, развиваемый в цилиндрах μ_c , а также передаточные числа левой l_l и правой l_r коробок передач. К возмущающим воздействиям можно отнести силы и моменты сухого трения (F_T, μ_{T1}, μ_{T2}) и суммарные скатывающие силы, действующие на катки движителей по левому (R_{cl}) и правому (R_{cr}) бортам.

Из (11) с учетом кинематических соотношений могут быть получены продольная $\dot{\xi}$ и угловая $\dot{\psi}$ скорости вращения корпуса по углу курса:

$$\dot{\xi} = \frac{(i_r + i_l)}{2i_l i_r} q \tilde{\omega}_d; \quad \dot{\psi} = \frac{(i_l - i_r) q}{2i_l i_r L_y} \tilde{\omega}_d. \quad (12)$$

Следует отметить, что выражение (11) справедливо для случая, когда отсутствует проскальзывание в муфтах сцепления, катки не теряют контакта с дорогой и отсутствует продольный юз движителей.

При переключении скоростей разъединяются муфты сцепления. При моделировании данной ситуации уравнения (1) и (9) интегрируются отдельно. В результате интегрирования на выходном валу двигателя и входных валах левого и правого редукторов устанавливаются разные скорости. При соединении полумуфт момент, передаваемый через муфту, увеличивается в соответствии с зависимостью (5). Это, в свою очередь, вызывает уравнивание угловых скоростей выходного вала двигателя и входных валов левого и правого редукторов. После выравнивания угловых скоростей должно быть продолжено интегрирование уравнения (11).

Полученное выражение (11) было использовано в виртуальной модели подвижного наземного объекта в тренажере водителя-механика

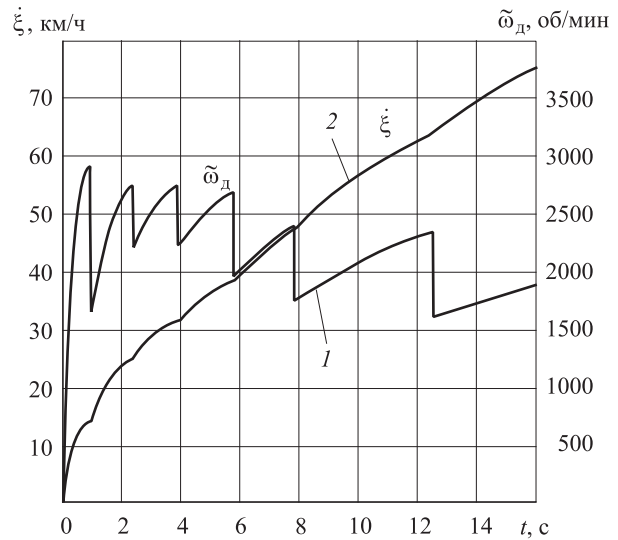


Рис. 4. Графики изменения угловой скорости вращения вала двигателя (1) и продольной скорости виртуального подвижного наземного объекта (2)

[8–10]. Моделирование процесса движения для реальной учебно-тренировочной задачи разгона транспортного средства приведено на рис. 4, где показан процесс переключения скоростей с динамическим изменением оборотов двигателя и изменение продольной скорости транспортного средства.

Выводы

Получена динамическая модель продольного движения транспортного средства с гусеничными движителями, в разгонной характеристике двигателя которого учтена не только масса машины, но и момент инерции относительно вертикальной оси, оказывающий влияние на маневренность. Показано, что на разгонную характеристику двигателя влияют не только конструктивные особенности гусеничного транспортного средства, но и передаточные числа левой и правой коробок скоростей, а при маневрах по углу курса — еще и их разность. Модель предназначена для использования при проектировании систем управления мобильными роботами, а также при разработке виртуальных гусеничных транспортных средств в тренажерах водителей.

Литература

- [1] Платонов В.Ф., Кожевников В.С., Коробкин В.А., Платонов С.В. *Многоцелевые гусеничные шасси*. Москва, Машиностроение, 1998. 342 с.
- [2] Исаков П.П., ред. *Теория и конструкция танка. Т. 1. Основы системы управления развитием военных гусеничных машин*. Москва, Машиностроение, 1982. 212 с.

- [3] Наумов Е.С., Шарипов В.М., Эглит И.М. *Ходовая система гусеничного трактора (конструкция)*. Москва, МАМИ, 1999. 46 с.
- [4] Сергеев Л.В. *Теория танка*. Москва, РИО Академии бронетанковых войск, 1973. 493 с.
- [5] Харитонов С.А. *Автоматические коробки передач*. Москва, Астрель-АСТ, 2003. 479 с.
- [6] Дьяков И.Ф. *Теория автомобиля. Элементы расчета технико-эксплуатационных свойств автомобиля*. Ульяновск: УлГТУ, 2002. 99 с.
- [7] Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. *Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов*. Челябинск, Изд-во ЮУрГУ, 2004. 344 с.
- [8] Курочкин С.А., Ларкин Е.В. Моделирование движения наземного объекта в тренажере. *Известия ТулГУ. Сер. Проблемы специального машиностроения*, 2003, вып. 6, т. 2, с. 190–197.
- [9] Феофилов Д.О. Методика расчета внешней скоростной характеристики двигателя. *Вестник ТулГУ. Сер. Проблемы управления электротехническими объектами*, 2010, № 3, с. 254–256.
- [10] Ларкин Е.В., Пушкин А.В. Моделирование измерительно-информационной системы, имитирующей управление движением наземного объекта. *Известия ТулГУ. Сер. Вычислительная техника. Информационные технологии. Системы управления*, 2004, т. 1, вып. 3, Вычислительная техника, с. 117–123.

References

- [1] Platonov V.F., Kozhevnikov V.S., Korobkin V.A., Platonov S.V. *Mnogotsel'nyye gusenichnyye shassi* [Multi-purpose crawlers]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1998. 342 p.
- [2] *Teoriia i konstruktsiia tanka. T. 1. Osnovy sistemy upravleniia razvitiem voennykh gusenichnykh mashin* [Theory and design of the tank. Vol. 1. Basics of management of development of military tracked vehicles]. Ed. Isakov P.P. Moscow, Mashinostroenie publ., 1982. 212 p.
- [3] Naumov E.S., Sharipov V.M., Eglit I.M. *Khodovaia sistema gusenichnogo traktora (konstruktsiia)* [Running System crawler tractor (design)]. Moscow, MAMI publ., 1999. 46 p.
- [4] Sergeev L.V. *Teoriia tanka* [Tank Theory]. Moscow, RIO Akademii bronetankovykh voisk publ., 1973. 493 p.
- [5] Kharitonov S.A. *Avtomaticheskie korobki peredach* [Automatic Transmission]. Moscow, Astrel'-AST publ., 2003. 335 p.
- [6] D'iakov I.F. *Teoriia avtomobilia. Elementy rascheta tekhniko-ekspluatatsionnykh svoistv avtomobilia* [The theory of the car. Elements of calculation of technical properties of the car]. Ul'ianovsk, UIGTU publ., 2002. 99 p.
- [7] Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klement'ev V.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniia: Teoriia, modelirovanie i raschet protsessov* [Internal combustion engines: theory, modeling and calculation processes]. Cheliabinsk, IuUrGU publ., 2004. 344 p.
- [8] Kurochkin S.A., Larkin E.V. Modelirovanie dvizheniia nazemnogo ob"ekta v trenazhere [Simulation of ground motion of the object in the simulator]. *Izvestiia TulGU. Ser. Problemy spetsial'nogo mashinostroeniia* [Proceedings of the TSU. Ser. Problems of Special Machinery]. 2003, vol. 2, iss. 6, pp. 190–197.
- [9] Feofilov D.O. Metodika rascheta vneshnei skorostnoi kharakteristiki dvigatel'ia [The methodology for calculating the external high-speed characteristics of the engine]. *Vestnik TulGU. Ser. Problemy upravleniia elektrotekhnicheskimi ob"ektami* [Vestnik TSU. Ser. Problems of management of electrical facilities]. 2010, pp. 254–256.
- [10] Larkin E.V., Pushkin A.V. Modelirovanie izmeritel'no-informatsionnoi sistemy, imitiruiushchei upravlenie dvizheniem nazemnogo ob"ekta [Simulation of measuring and information system, simulating traffic control ground object]. *Izvestiia TulGU. Ser. Vychislitel'naia tekhnika. Informatsionnye tekhnologii. Sistemy upravleniia* [News TSU. Ser. Computers. Information technology. Control systems]. 2004, vol. 1, iss. 3, Vychislitel'naia tekhnika, pp. 117–123.

Информация об авторах

РУДИАНОВ Николай Александрович (Москва) — кандидат технических наук, доцент, начальник отдела 3. Центральный научно-исследовательский институт Министерства обороны Российской Федерации (107564, Москва, Российская Федерация, Погонный пр., д. 10, e-mail: rudianov_1980@mail.ru).

ЛАРКИН Евгений Васильевич (Тула) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Робототехника и автоматизация производства». Тульский государственный университет (300012, Тула, Российская Федерация, Ленина пр., д. 92).

Information about the authors

RUDIANOV Nikolay Aleksandrovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Head of Department No. 3. The Central Scientific and Research Institute, Ministry of Defence of the Russian Federation (107564, Moscow, Russian Federation, Pogonny Pr., Bldg. 10, e-mail: rudianov_1980@mail.ru).

LARKIN Evgeny Vasilievich (Tula) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department of Robotic Engineering and Manufacturing Automation. Tula State University (300012, Tula, Russia Federation, Lenin Ave., Bldg. 92).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
Н.Г. Назарова

«Методы экспериментальной оценки качества партии изделий с учетом степени риска»

Рассмотрены три вида экспериментальной оценки качества партий однородных изделий: сплошной контроль, контроль с использованием случайной однократной выборки и случайной последовательной выборки. Для всех видов оценки качества партий дан анализ затрат производителя партии, а также доходов и потерь потребителя. Обоснованы условия, при реализации которых производителю целесообразно отказаться от оценки качества партии и выплатить потребителю компенсацию за дефектные изделия.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru