

УДК 629.113.001

М. А. ПОДРИГАЛО, д-р техн. наук, проф., «ХНАДУ», Харьков;
Н. П. АРТЕМОВ, д-р техн. наук, проф., «ХНТУСХ им. Петра Василенка», Харьков;
Д. В. АБРАМОВ, канд. техн. наук, доц., «ХНАДУ»;
М. Л. ШУЛЯК, канд. техн. наук, доц., «ХНТУСХ им. Петра Василенка»

ОЦЕНКА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНО- ТЯГОВЫХ МАШИН

Предлагается метод оценки дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин, основанный на изучении периодических законов изменения амплитуды колебания величины тяговой силы машины и сил сопротивления движению. Получены аналитические выражения, позволяющие проводить оценку дополнительных потерь энергии транспортно-тяговых машин в установившемся движении при неравномерности крутящего момента и суммарной силы сопротивления движению. Определено направление снижения дополнительных затрат энергии.

Ключевые слова: энергетические потери, установившееся движение, колебания скорости, неравномерность момента, транспортно-тяговые машины.

Введение. При установившемся движении колесных машин возникают дополнительные потери энергии, поскольку указанное движение сопровождается появлением продольных линейных ускорений, вызывающих колебания линейной скорости машины относительно своего среднего значения. Установившееся движение транспортно-тяговой машины происходит при постоянном значении средней скорости, а равномерное – при постоянном значении мгновенной скорости движения.

В настоящей статье проведено исследование и определено влияние неравномерности тяговой (движущей) силы на изменение линейной скорости транспортно-тяговых машин и дополнительные затраты энергии.

Анализ последних достижений и публикаций. При равномерном движении, осуществляемом при постоянной мгновенной скорости колесных машин, энергия двигателя затрачивается на преодоление сил сопротивления движению. В этом случае тяговая сила на ведущих колесах в любой момент времени равна сумме сил сопротивления движению и ускорение машины равно нулю в любой момент времени. При установившемся движении машины равновесие (в отличие от равномерного движения) является не статическим, а динамическим. Это обусловлено периодическим изменением как тяговой силы, так и сил сопротивления движению и приводит к появлению линейных ускорений, приводящих к периодическому (колебательному) изменению линейной скорости транспортно-тяговой машины. Очевидно, что любые изменения скорости приводят к дополнительному расходу энергии машины. Однако в известной литературе [1-3], посвященной энергетической эффективности транспортно-тяговых машин, исследованию указанного вопроса не уделено должного внимания.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение энергетической экономичности транспортно-тяговых машин путем оценки и выбора путей снижения дополнительных потерь энергии при установившемся режиме движения.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– оценить дополнительные потери энергии указанных машин на транспортных работах;

– оценить дополнительные потери энергии указанных машин при выполнении технологических операций.

Транспортные работы. Транспортные работы выполняются колесными машинами (автотранспортными средствами и тракторами) на дорогах с твердым покрытием. В этом случае амплитуды колебания величин сил сопротивления движению незначительны [4, 5] по сравнению с амплитудой колебаний тяговой силы машины. Принимая сумму сил сопротивления движению $P_{c\Sigma}$ величиной постоянной, представим уравнение динамики поступательного движения транспортной машины в виде

$$m \cdot \dot{V} = P_{\kappa} - P_{c\Sigma}, \quad (1)$$

где m – общая масса машины;

\dot{V} – продольное линейное ускорение машины;

P_{κ} – суммарная тяговая (движущая) сила на ведущих колесах.

Суммарная тяговая сила на ведущих колесах, ввиду неравномерности крутящего момента двигателя, изменяется по периодическому закону. В работах [6, 7] при моделировании крутящего момента и реализуемой мощности двигателя внутреннего сгорания был предложен гармонический закон изменения крутящего момента. Поэтому можно также принять гармонический закон для моделирования суммарной тяговой силы на ведущих колесах

$$P_{\kappa} = \bar{P}_{\kappa} + A_{p\kappa} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad (2)$$

где \bar{P}_{κ} – среднее значение суммарной тяговой силы на ведущих колесах;

$A_{p\kappa}$ – амплитуда колебаний суммарной тяговой силы на ведущих колесах (зависит от амплитуды колебаний крутящего момента ДВС и передаточного числа трансмиссии);

Ω – круговая частота колебаний крутящего момента ДВС (равна круговой частоте колебаний суммарной тяговой силы на ведущих колесах);

t – время.

После подстановки уравнения (2) в выражение (1) и небольших преобразований, получим

$$\dot{V} = \frac{\bar{P}_{\kappa} - P_{c\Sigma}}{m} + \frac{A_{p\kappa}}{m} \cdot \sin(\Omega \cdot t). \quad (3)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (3) с разделяющимися переменными и учет граничного условия позволяет определить изменение скорости поступательного движения машины

$$V = V_n + \frac{\bar{P}_{\kappa} - P_{c\Sigma}}{m} \cdot t + \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)], \quad (4)$$

где V_n – начальная в цикле изменения (при $t = 0$) линейная скорость машины.

При установившемся движении линейная скорость машины колеблется вокруг средней величины \bar{V} . Второй член в правой части уравнения (4) является аperiodическим. Поскольку в установившемся движении это невозможно, то условием указанного движения будет являться:

$$\bar{P}_k - P_{c\Sigma} = 0 \quad (5)$$

или

$$\bar{P}_k = P_{c\Sigma}. \quad (6)$$

Таким образом, при установившемся движении машины на транспортной работе (при $P_{c\Sigma} = \text{const}$) выполнение равенства (6) является обязательным. С учетом уравнения (5) выражение (4) примет следующий вид

$$V = V_n + \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)]. \quad (7)$$

На рис. 1 приведены графики функций $P_k(t)$ и $V(t)$.

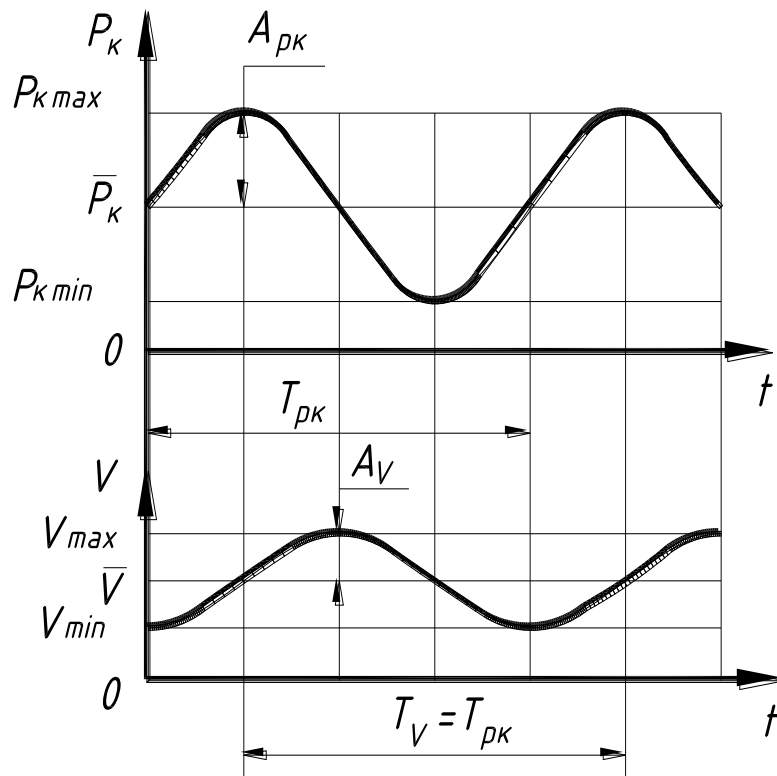


Рисунок 1 – Зависимости $P_k(t)$ и $V(t)$ при установившемся режиме движения машины

Анализ этих кривых показывает, что колебания линейной скорости V машины по фазе сдвинуты относительно колебаний тяговой силы на угол $\frac{\pi}{2}$.

Уравнение (7) можно представить в виде

$$V = \bar{V} - A_V \cdot \cos(\Omega \cdot t), \quad (8)$$

где A_V – амплитуда колебаний линейной скорости машины,

$$A_V = \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega}, \quad (9)$$

\bar{V} – средняя линейная скорость машины,

$$\bar{V} = V_n + \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega}. \quad (10)$$

Кинетическая энергия поступательного движения машины (с учетом уравнений (8), (9), (10))

$$W_{кин} = \frac{m}{2} \cdot V^2 = \frac{m}{2} \cdot \left[\bar{V} - \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \right]^2. \quad (11)$$

Проведя преобразования, представим уравнение (11) в виде

$$W_{кин} = \frac{m \cdot \bar{V}^2}{2} - \frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \cdot \left[\bar{V} - \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \right]. \quad (12)$$

В правой части уравнения (12) первое слагаемое определяет средний уровень кинетической энергии поступательного движения машины, а второе слагаемое – ее изменение в течение одного цикла колебаний линейной скорости. Указанное изменение кинетической энергии

$$\Delta W_{кин} = -\frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \cdot \left[\bar{V} - \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \cdot \cos(\Omega \cdot t) \right]. \quad (13)$$

При $t = 0$ $V = V_{min}$ и $\Delta W_{кин} = (\Delta W_{кин})_{min}$. Таким образом

$$(\Delta W_{кин})_{min} = -\frac{A_{pk}}{\Omega} \cdot \left[\bar{V} - \frac{A_{pk}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \right]. \quad (14)$$

При $\Omega \cdot t = \pi V = V_{\max}$ и $\Delta W_{\text{кин}} = (\Delta W_{\text{кин}})_{\max}$, т.е.

$$(\Delta W_{\text{кин}})_{\max} = \frac{A_{\text{рк}}}{\Omega} \cdot \left[\bar{V} + \frac{A_{\text{рк}}}{2 \cdot m \cdot \Omega} \right]. \quad (15)$$

Максимальное изменение кинетической энергии поступательного движения машины

$$(\Delta W_{\text{кин}})_{\max} = (W_{\text{кин}})_{\max} - (W_{\text{кин}})_{\min} = (\Delta W_{\text{кин}})_{\max} - (\Delta W_{\text{кин}})_{\min} = \frac{2 \cdot A_{\text{рк}}}{\Omega} \cdot \bar{V}. \quad (16)$$

Воспользовавшись [8], определим максимальное изменение кинетической энергии характеризует дополнительные потери энергии за время $T_V = T_{\text{рк}}$. Дополнительные потери энергии за время t

$$\Delta W = (\Delta W_{\text{кин}})_{\max} \cdot \frac{t}{T_{\text{рк}}} = (\Delta W_{\text{кин}})_{\max} \cdot \frac{\Omega \cdot t}{2 \cdot \pi}. \quad (17)$$

Подставляя (16) в (17), получим

$$\Delta W = \frac{A_{\text{рк}}}{\pi} \cdot \bar{V} \cdot t = \frac{A_{\text{рк}}}{\pi} \cdot S, \quad (18)$$

S – длина пути, пройденного машиной,

$$S = \bar{V} \cdot t. \quad (19)$$

Таким образом, при установившемся движении машины на транспортных операциях (при $P_{\Sigma} = \text{const}$) дополнительный расход энергии пропорционален пройденному пути и амплитуде колебаний суммарной тяговой силы на ведущих колесах.

Технологические операции. При выполнении технологических операций транспортно-тяговая машина (машинно-тракторный агрегат) движется по деформируемой опорной поверхности, кроме того, рабочие органы прицепных или навесных машин, взаимодействуя с почвой, создают дополнительные силы сопротивления движению. В этом случае зависимость для определения P_{Σ} примет вид

$$P_{\Sigma} = \bar{P}_{\Sigma} + A_{\text{pc}} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta), \quad (20)$$

где \bar{P}_{Σ} – среднее значение суммарной силы сопротивления движению;

A_{pc} – амплитуда колебаний суммарной силы сопротивления движению;

Ω_1 – круговая частота колебаний суммарной силы сопротивления движению;
 Δ – начальный сдвиг по фазе между колебаниями тяговой силы и суммарной силы сопротивления при $t = 0$.

Уравнение (1) с учетом соотношений (2) и (20) примет вид

$$m \cdot \dot{V} = \bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma} + A_{p\kappa} \cdot \sin(\Omega \cdot t) - A_{pc} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta) \quad (21)$$

или

$$\dot{V} = \frac{\bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma}}{m} + \frac{A_{p\kappa}}{m} \cdot \sin(\Omega \cdot t) - \frac{A_{pc}}{m} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta). \quad (22)$$

Интегрируя уравнение (22) с учетом граничного условия при (при $t = 0$; $V = V_n$), получим

$$V = V_n + \frac{\bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma}}{m} \cdot t + \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)] - \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} \cdot [\cos\Delta - \cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)], \quad (23)$$

где V_n – начальная скорость тягово-транспортного средства, соответствующая $t = 0$.
 При установившемся движении

$$\bar{P}_\kappa - \bar{P}_{c\Sigma} = 0 \quad (24)$$

и уравнение (23) упроститься

$$V = V_n + \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)] - \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} \cdot [\cos\Delta - \cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)]. \quad (25)$$

Средне значение линейной скорости

$$\bar{V} = V_n + \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} - \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} \cos\Delta. \quad (26)$$

Выражение (25) с учетом (26) примет вид

$$V = \bar{V} - \frac{A_{p\kappa}}{m \cdot \Omega} \cos(\Omega \cdot t) + \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} [\cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)], \quad (27)$$

Минимальное значение скорости V реализуется при $t = 0$ и равно \bar{V} .

Для решения задачи определения дополнительных потерь энергии, обусловленных колебанием тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению, воспользуемся методом парциальных ускорений[9, 10]. Уравнение (22) представляет

собой уравнение парциальных ускорений, интегрирование которого позволило получить уравнение парциальных скоростей (25), которое представим виде:

$$V = V_n + V_{pk} + V_{pc}, \quad (28)$$

где V_{pk}, V_{pc} – парциальные скорости создаваемые изменениями тяговой силой P_k , и суммарной силой сопротивления движению $P_{c\Sigma}$, соответственно

$$V_{pk} = \frac{A_{pk}}{m \cdot \Omega} \cos(\Omega \cdot t); \quad (29)$$

$$V_{pc} = \frac{A_{pc}}{m \cdot \Omega_1} [\cos(\Omega_1 \cdot t + \Delta)]. \quad (30)$$

Парциальные скорости V_{pk} и V_{pc} изменяются независимо друг от друга по своим законам, в чем проявляется принцип суперпозиции в механике.

Падение кинетической энергии машины за один период колебания тяговой силы будет равен

$$\Delta W_{pkmax} = \frac{m}{2} (V_{pkmax}^2 - V_{pkmin}^2) = m \Delta V_{pkmax} \cdot \bar{V}, \quad (31)$$

где ΔV_{pkmax} – максимальное изменение парциальной скорости, создаваемое тяговой силой за один период ее колебания,

$$\Delta V_{pkmax} = V_{pkmax} - V_{pkmin}. \quad (32)$$

Из уравнения (29) определим:

$$V_{pkmax} = \frac{2A_{pk}}{m\Omega}; \quad (33)$$

$$V_{pkmin} = 0. \quad (34)$$

Таким образом

$$\Delta V_{pkmax} = V_{pkmax} = \frac{2A_{pk}}{m\Omega}. \quad (35)$$

Падение кинетической энергии машины за один период колебания суммарной силы сопротивления движению

$$\Delta W_{pcmax} = \frac{m}{2} (V_{pcmax}^2 - V_{pcmin}^2) = m \Delta V_{pcmax} \cdot \bar{V}, \quad (36)$$

где ΔV_{pcmax} – максимальное изменение парциальной скорости, создаваемое суммарной силой сопротивления движению за один период ее колебания,

$$\Delta V_{pcmax} = V_{pcmax} - V_{pcmin}. \quad (37)$$

Из уравнения (30) определим:

$$V_{pcmax} = \frac{A_{pc}}{m\Omega_1} (1 - \cos\Delta); \quad (38)$$

$$V_{pcmin} = -\frac{A_{pc}}{m\Omega_1} (1 - \cos\Delta). \quad (39)$$

Тогда

$$\Delta V_{pcmax} = \frac{2A_{pc}}{m\Omega_1}. \quad (40)$$

Потери энергии машины за время t , обусловленные колебаниями тяговой силы P_k и суммарной силы сопротивления движению $P_{c\Sigma}$

$$\Delta W = \left(\frac{\Delta W_{pkmax}}{T_{pk}} + \frac{\Delta W_{pcmax}}{T_{pc}} \right) t, \quad (41)$$

где T_{pk} , T_{pc} – периоды колебаний тяговой силы P_k и суммарной силы сопротивления движению $P_{c\Sigma}$,

$$T_{pk} = \frac{2\pi}{\Omega}; \quad (42)$$

$$T_{pc} = \frac{2\pi}{\Omega_1}; \quad (43)$$

Подставляя в выражение (41) уравнения (31), (36), (42), (43), с учетом (35), (40) получим

$$\Delta W = \frac{A_{pk} + A_{pc}}{\pi} \bar{V} \cdot t. \quad (44)$$

Путь, который проходит машина за время t при установившемся движении

$$S = \bar{V} \cdot t. \quad (45)$$

Или, с учетом соотношения (26)

$$S = \left(V_n + \frac{A_{pk}}{m\Omega} - \frac{A_{pc}}{m\Omega_1} \cos\Delta \right) t. \quad (46)$$

Уравнение (44) с учетом (45) примет вид

$$\Delta W = \frac{A_{pk} + A_{pc}}{\pi} S. \quad (47)$$

Уравнения (44) и (47) позволяют определить дополнительный расход энергии машины, обусловленный колебаниями тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению.

Выводы.

1. Полученные аналитические выражения позволяют проводить оценку дополнительных потерь энергии транспортно-тяговых машин в установившемся движении при неравномерности крутящего момента и суммарной силы сопротивления движению.

2. При установившемся движении машины на транспортных операциях при постоянном значении суммарной силы сопротивления движению дополнительные потери энергии прямо пропорциональны амплитуде колебания тяговой силы и пройденному пути.

3. Полученные аналитические выражения позволяют проводить оценку дополнительных потерь энергии технологических машин при установившемся движении и колебаниях тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению. В этом случае дополнительные потери энергии прямопропорциональны пройденному пути и сумме амплитуд колебаний тяговой силы и суммарной силы сопротивления движению.

4. Направлением снижения дополнительных затрат энергии является применение двигателей с наименьшими значениями показателей неравномерности крутящего момента. Применение электродвигателей и увеличение числа цилиндров ДВС также позволяют решить указанную задачу.

Список литературы: 1. *Говорущенко Н.Я.* Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / *Н.Я. Говорущенко.* – М.: Транспорт, 1990. – 135 с. 2. *Гащук П.Н.* Энергетическая эффективность автомобиля / *П.Н. Гащук.* – Львов: Свит, 1992. – 208 с. 3. *Евсеев П.П.* Некоторые вопросы энергетики автомобиля / *П.П. Евсеев.* – К.: ЗАТ «Віпол», 2006. – 236 с. 4. *Чудаков Е.А.* Теория автомобиля / *Е.А. Чудаков.* – М. – Л.: Машгиз. 1940. – 396 с. 5. *Мацкерле Ю.* Современный экономичный автомобиль / *Ю. Мацкерле:* пер. с чешск. *В.Б. Иванова:* под ред. *А.Р. Бендикова.* – М.: Машиностроение. 1987. – 320 с. 6. *Подригало Н.М.* Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателей внутреннего сгорания колесных машин / *Н.М. Подригало* // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Вып. 38, 2013. – С.18–24. 7. *Артемов Н.П., Подригало Н.М.* Алгоритмы экспериментального определения реализуемой мощности двигателя мобильной машины при выполнении

технологических операций / *Н.П.Артемов, Н.М. Подригало* // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 60 (966). – С. 17 – 24. **8.** *Вейц В.Л.* Динамика машинных агрегатов / *В.Л. Вейц.* – М. – Л.: Машиностроение. – 1969. – 370 с. **9.** Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин. Монография / [*Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожня*]: под ред. проф. *М.А.Подригало*, – Харьков: «Міськдрук», 2012. – 220с. **10.** *Артьомов М.П.* Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / *М.П.Артьомов* // Збірник наукових праць ВНАУ, Серія: Технічні науки, Випуск 11(65), 2012. С.34 – 39.

Bibliography (transliterated): **1.** *Govorushhenko N. Ja.* Ekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte / *N.Ja. Gvorushhenko.* – Moscow: Transport, 1990. – 135 p. **2.** *Gashhuk P.N.* Jenergeticheskaja jeffektivnost' avtomobilja / *P.N. Gashhuk.* – L'vov: Svit, 1992. – 208 p. **3.** *Evseev P.P.* Nekotorye voprosy jenergetiki avtomobilja / *P.P. Evseev.* – Kiev: ZAT «Vipol», 2006. – 236 p. **4.** *Chudakov E.A* Teoryya avtomobylya / *E.A. Chudakov.* – Moscow – Lviv: Mashhyz. 1940. – 396 p. **5.** *Matskerle Yu.* Sovremenniy ekonomychniy avtomobil' / *Yu. Matskerle:* per. s cheshsk. *V.B. Yvanova:* pod red. *A.R. Bendykova.* – Moscow: Mashynostroenye. 1987. – 320 p. **6.** *Podryhalo N.M.* Vlyyanye neravnomernosti krutyashcheho momenta na dynamycheskye y moshchnostnye pokazately dvyhateley vnutrenneho shoranyya kolesnikh mashyn / *N.M. Podryhalo* . Uchenie zapysky Krimskoho ynzhenerno-pedahohycheskoho unyversyteta. Tekhnycheskye nauky. – Vip. 38, 2013. – P.18–24. **7.** *Artiomov N.P., Podryhalo N.M.* Alhorytmi eksperymental'noho opredelenyya realyzuemoj moshchnosti dvyhatelya mobyl'noy mashyni pry vipolnenyy tekhnolohycheskykh operatsyy / *N.P. Artiomov, N.M. Podryhalo* . Visnyk NTU «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduвання. – Kharkov: NTU «KhPI». – 2012. – No 60 (966). – P. 17 – 24. **8.** *Veyts V.L.* Dynamyka mashynnikh ahreatov / *V.L. Veyts.* – Moscow – Lviv: Mashynostroenye. – 1969. – 370 p. **9.** Метод partsyal'nykh uskorenyy i eho prylozhenyya v dynamyke mobyl'nykh mashyn. Monohrafiyya / [*N.P. Artiomov, A.T. Lebedev, M.A. Podryhalo, A.S. Polyanskyy, D.M. Klets, A.Y. Korobko, V.V. Zadorozhnyaya*]: pod red. prof. *М.А.Подригало*, – Kharkov: «Mis'kdruk», 2012. – 220p. **10.** *Artiomov M.P.* Matematychna model' mashynno-traktornoho ahreatu z vykorystannyyam metoda partsial'nykh pryskoren' / *M.P. Artiomov* . Zbirnyk naukovykh prats' VNAU, Seriya: Tekhnichni nauky, Vypusk 11(65), 2012. P. 34 – 39.

Надійшла (received) 27.02.15