

УДК 621.43

ВЛИЯНИЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

С.С. Журавлев

ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

Аннотация. В статье рассмотрено влияние отключения цилиндров на изменения характеристик силовой установки землеройно-транспортной машины в различных режимах работы, произведен расчет дизельных двигателей с последующим анализом показателей их работы при различных алгоритмах отключения цилиндров, проведена оценка возможности использования дополнительного маховика для стабилизации частоты вращения коленчатого вала двигателя во время рабочего процесса.

Ключевые слова: землеройно-транспортная машина, двигатель, крутящий момент, маховик, момент инерции, дисперсия, экономичность.

Введение

Помимо поисков режимов работы для достижения максимальной мощности и эффективности при работе землеройно-транспортных машин (ЗТМ) также актуальной задачей является достижение оптимальной топливной экономичности и снижение вреда, наносимого окружающей среде путем снижения количества и токсичности отработавших газов двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

Влияние отключения цилиндров на параметры ДВС

Некоторые ЗТМ, такие как бульдозер и автогрейдер, имеют несколько режимов работы. При выполнении операции копания бульдозер должен работать в режиме максимальной тяговой мощности, используя весь доступный ресурс ДВС. Однако при выполнении планировочных работ и при работе машины на холостых оборотах ДВС, а также при транспортном режиме работы бульдозера требуется намного меньшая мощность ДВС, при этом двигатель работает с более низким КПД и большей концентрацией вредных веществ в отработавших газах, таких как продукты неполного сгорания топлива. При осуществлении вышеописанных операций актуальной задачей является понижение используемой мощности ДВС, что ведет к уменьшению расхода топлива, что в свою очередь обуславливает более высокую топливную экономичность и, как следствие, снижение вредных выбросов в атмосферу.

Решение поставленной задачи можно осуществить, используя способ временного

отключения одного или нескольких цилиндров ДВС при работе на режимах, не требующих высокой мощности дизеля. Данный способ реализуется при помощи отключения подачи топлива в определенный цилиндр, соответственно алгоритму управления [1].

Однако наравне с получаемыми преимуществами, этот способ имеет существенный недостаток. При отключении одного или нескольких цилиндров возникает неравномерность крутящего момента ДВС, что отрицательно сказывается на надежности и устойчивости работы ДВС.

Указанный выше недостаток можно устранить путем установки на коленчатый вал двигателя дополнительного маховика, создающего маховый момент, компенсирующий неравномерность работы ДВС при отключении цилиндров двигателя.

В данной статье рассмотрена работа дизельного двигателя Д-180, применяющегося на некоторых моделях отечественных бульдозеров, а также дизельного двигателя А-01М, применяющегося на некоторых моделях автогрейдеров, при отключении цилиндров.

Силы, действующие в цилиндре двигателя, зависят от угла поворота коленчатого вала и параметров двигателя, а также режима работы ДВС.

Давление газов $p_z(\varphi)$ в работающем и отключенном цилиндре двигателя $p'_z(\varphi)$ по тактам [2], МПа:

$$p_c(\varphi) = \begin{cases} p_a, 0^\circ < \varphi < 180^\circ \\ p_c, 180^\circ < \varphi < 360^\circ \\ p_z, \varphi = 360^\circ \\ p_p, 360^\circ < \varphi < 540^\circ \\ p_v, 540^\circ < \varphi < 720^\circ \end{cases}, \quad p'_c(\varphi) = \begin{cases} p_a, 0^\circ < \varphi < 180^\circ \\ p_c, 180^\circ < \varphi < 360^\circ \\ p_p, 360^\circ < \varphi < 540^\circ \\ p_v, 540^\circ < \varphi < 720^\circ \end{cases} \quad (1)$$

где p_a - давление рабочей смеси на такте впуска; φ - угол поворота коленчатого вала двигателя, град; p_c - давление сжатия в цилиндре, МПа; p_z - максимальное давление в цилиндре, МПа; p_p - давление в цилиндре в процессе расширения, МПа; p_v - давление в цилиндре в процессе выпуска, МПа.

Расчеты вышеуказанных значений производились согласно [2].

Сила давления газов в цилиндре двигателя по тактам, кН:

$$P_T(\varphi) = (p_c(\varphi) - p_0)F_n \cdot 10^{-3} \quad (2)$$

где p_0 - атмосферное давление, МПа; F_n - площадь днища поршня, мм².

Силы инерции масс $P_j(\varphi)$, совершающие возвратно-поступательные движения [1,2], кН:

$$P_j(\varphi) = -mR\omega_e^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi), \quad (3)$$

где m - масса деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ), совершающих возвратно-поступательное движение, кг; ω_e - частота вращения коленчатого вала двигателя, рад/с; R - радиус кривошипа, мм; λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Суммарные силы, действующие на поршень в цилиндре $P_\Sigma(\varphi)$, кН:

$$P_\Sigma(\varphi) = P_T(\varphi) + P_j(\varphi); \quad (4)$$

Тангенциальные силы, действующие на кривошип в цилиндре $T(\varphi)$ [1,2], кН:

$$T(\varphi) = P_\Sigma(\varphi) \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \quad (5)$$

где β - угол между осями цилиндра и шатуна, рад.

Крутящий момент, создаваемый одним цилиндром $M_{KP}(\varphi)$ [1,2], Нм:

$$M_{KP}(\varphi) = T(\varphi)R; \quad (6)$$

Момент инерции двигателя J_0 [2], кгм²:

$$J_0 = \frac{L_{изб}}{\delta\omega^2}, \quad (7)$$

где $L_{изб}$ - избыточная работа крутящего момента; δ - неравномерность хода двигателя, представляющая собой колебание угловой частоты при установившемся режиме работы двигателя вследствие неравномерности крутящего момента;

Момент инерции агрегата J_a , приведенный к валу двигателя, включает в себя:

$$J_a = J_0 + J_\delta + J_{mp}, \quad (8)$$

где J_δ - дополнительный момент инерции маховика; J_{mp} - момент инерции трансмиссии и движителей.

Основываясь на [1,2,3] произведены расчеты (полученные данные приведены в таблице 1): шестицилиндрового рядного дизельного двигателя А-01М при полностью работающих цилиндрах; работы двигателя при отключенных одном, двух и трех цилиндрах; рядного четырехцилиндрового дизельного двигателя Д-180 при полностью работающих цилиндрах; работы двигателя при отключенных одном и двух цилиндрах [3].

Крутящий момент двигателя определяется как сумма крутящих моментов на отдельных цилиндрах, как работающих, так и отключенных, учитывая число цилиндров, тактность двигателя, порядок работы цилиндров, алгоритм отключения [1].

Присоединение дополнительного маховика позволяет увеличить момент инерции двигателя (7,8) и тем самым сгладить неравномерность работы двигателя, возникающую при отключении одного или нескольких цилиндров (таблица 1).

Таблица 1 – Сравнение показателей работы двигателя в зависимости от алгоритма отключения цилиндров

		Алгоритм работы ДВС			
		Без отключения цилиндров	С одним отключенным цилиндром	С двумя отключенными цилиндрами	С тремя отключенными цилиндрами
Крутящий момент, $M_{кр}$, Нм	А-01М	580,5	484,0	387,5	289,4
	Д-180	1031,7	773,8	515,9	-
Мощность ДВС при номинальной частоте вращения ДВС ω_n , кВт	А-01М	103,2	86,2	69,0	51,5
	Д-180	135,0	101,3	67,5	-
Коэффициент неравномерности хода δ	А-01М	0,0030	0,0036	0,0042	0,0046
	Д-180	0,0078	0,0100	0,0120	-
Момент инерции двигателя J_0 , кгм ²	А-01М	2,10	1,47	1,16	0,97
	Д-180	15,70	12,50	10,90	-
Доп. момент инерции маховика J_ϕ , кгм ²	А-01М	0	0,63	0,94	1,13
	Д-180	0	3,20	4,80	-

Также увеличение момента инерции двигателя позволяет сгладить случайные колебания момента сопротивления M_c на валу двигателя при работе.

Влияние дополнительного маховика на выходные параметры рабочего процесса

Для определения характера и величины возмущающих случайных воздействий на РО ЗТМ, обусловленных стохастическим характером грунтовых условий, получим корреляционно – спектральные оценки величины заглубления рабочего органа, колебания которой порождены неравномерностью микропрофиля.

При статистическом анализе значительное количество автокорреляционных функций высотной координаты микропрофиля $R(l)$ ЗТМ может быть аппроксимировано [4] как:

$$R(l) = \sigma^2 e^{-\alpha|l|}, \quad (9)$$

где σ^2 - дисперсия высотной координаты микропрофиля; l - путевая координата;

$$R(l) = \sigma^2 e^{-\alpha|l|} \cos(\beta \cdot l), \quad (10)$$

где $\alpha, \alpha_1, \alpha_2$ - коэффициенты, характеризующие затухание корреляционной функции; β - коэффициент, характеризующий частоту

периодической составляющей случайного процесса;

$$R(l) = A_1 \sigma^2 e^{-\alpha_1|l|} + A_2 \sigma^2 e^{-\alpha_2|l|} \cos(\beta \cdot l), \quad (11)$$

где A_1, A_2 - весовые коэффициенты;

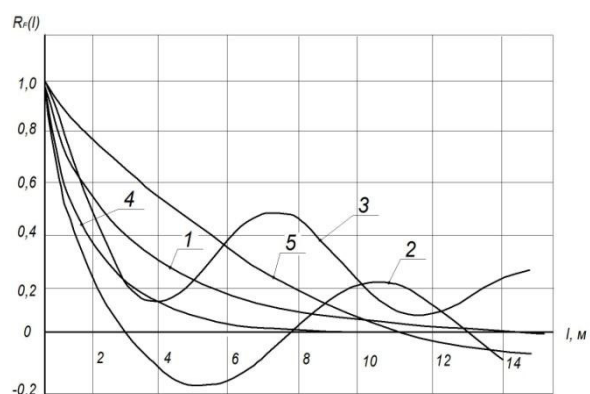


Рис. 1. Нормированные корреляционные функции микропрофиля типовых грунтовых поверхностей

На рисунке 1 приведены зависимости нормированных (отнесенных к дисперсии) корреляционных функций $R_x(l)$ микропрофиля типовых грунтовых поверхностей [4,5], где:

$$1 - R_x(l) = e^{-0,3l};$$

$$2 - R_X(l) = 0,8e^{-0,3l} + 0,2e^{-0,05l} \cos 0,6 \cdot l;$$

$$3 - R_X(l) = 0,6e^{-0,1l} + 0,4e^{-0,1l} \cos 0,8 \cdot l;$$

$$4 - R_X(l) = 1,0e^{-0,5l} + 0,01e^{-1,0l} \cos 3,0 \cdot l;$$

$$5 - R_X(l) = e^{-0,11l} \cos 0,14 \cdot l.$$

Нормированные флуктуации момента сопротивления M_c , действующего на ЗТМ (рис. 2), вызванные случайными изменениями сопротивления грунта копанию, обусловленные прочностными характеристиками грунта имеют относительно широкий спектр частот ($0 < \omega < 50,3$ рад/с) и корреляционную функцию, аппроксимированную как [5]:

$$R_p(l) = e^{-\alpha_p |l|} \cos(\beta_p \cdot l), \quad (12)$$

где $\alpha_p = 0,8 \dots 1,5$ и $\beta_p = 2,5 \dots 8$ - параметры, зависящие от типа разрабатываемого грунта; ω - частота колебаний нагрузки, рад/с.

На энергетические и эксплуатационные показатели ЗТМ значительное влияние оказывают нагрузки, колебания которых происходят в пределах $0 < \omega < 1,25$ рад/с, т.е. низкочастотные. Высокочастотные составляющие случайных колебаний преодолеваются инерцией масс агрегата и практически не влияют на эксплуатационные показатели. Исходя из вышеописанного, можно принять в качестве наиболее существенного фактора, оказывающего влияние на неравномерность нагрузочного режима работы агрегата профиль разрабатываемой поверхности [6].

Выражение для определения спектральной плотности крутящего момента на коленчатом валу ДВС $S_e(\omega)$ [5]:

$$S_e(\omega) = \frac{2\alpha k^2 (\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2) \sigma_M^2}{(1 + T_a^2 \omega^2) [(\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2)^2 - (2\beta\omega)^2]}, \quad (13)$$

где σ_M^2 - дисперсия момента сопротивления; T_a - постоянная времени агрегата; k_a - коэффициент усиления агрегата;

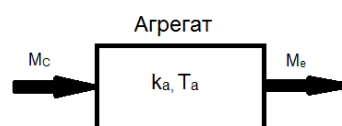


Рис. 2. Модель канала формирования крутящего момента M_e .

Дисперсия крутящего момента σ_e^2 ДВС:

$$\sigma_e^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_e(\omega) d\omega. \quad (14)$$

Для получения аналитического выражения вычисления дисперсии крутящего момента применим теорию вычетов [7]:

$$\sigma_e^2 = \frac{2k_a^2 \sigma_M^2 [\alpha T_a^3 (\alpha^2 + \beta^2) + T_a^2 (\beta^2 - \alpha^2) - \alpha T_a + 1]}{(\alpha^2 + \beta^2)^2 T_a^4 + 2T_a^2 (\beta^2 - \alpha^2) + 1}. \quad (15)$$

Графическое изображение зависимости дисперсии крутящего момента двигателя от постоянной времени агрегата, построенное по полученному выше аналитическому выражению для двух значений скорости агрегата (первая и вторая передача) приведено на рисунке 3а, где 1 соответствует $v = 1$ м/с, $\alpha = 0,15$, $\beta = 0,4$; 2 соответствует $v = 3$ м/с, $\alpha = 0,45$, $\beta = 1,2$. При изменении скорости агрегата происходит изменение α и β и соответственно изменение дисперсии σ_e^2 .

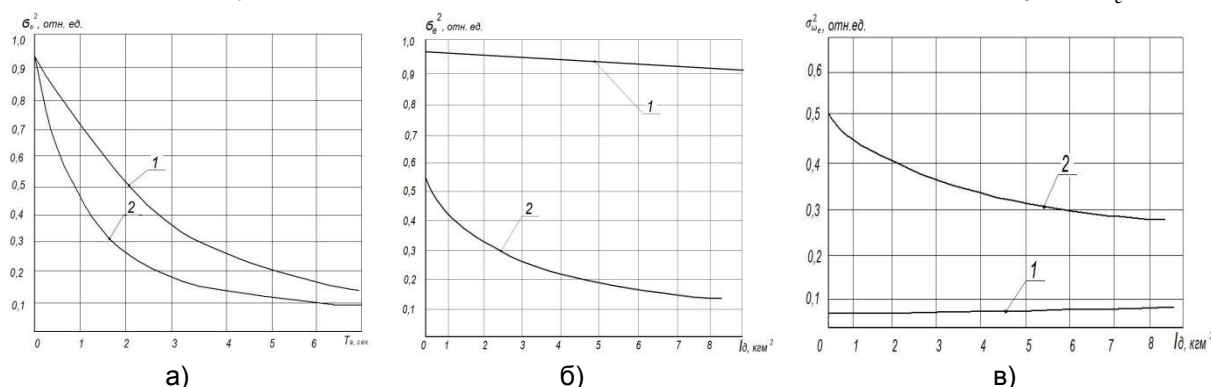


Рис. 3. Зависимость дисперсии: а) крутящего момента от постоянной времени агрегата; б) крутящего момента от момента инерции дополнительного маховика для регуляторной 1 и корректорной 2 ветвей; в) частоты вращения коленчатого вала от момента инерции дополнительного маховика для регуляторной 1 и корректорной 2 ветвей

Из рисунка 3а видно, что при увеличении постоянной времени агрегата T_a дисперсия крутящего момента σ_e^2 уменьшается. Это уменьшение особенно существенно на диапазоне $T_a < 2$ с. Также при увеличении скорости агрегата кривая дисперсии выходного сигнала ближе подходит к оси ординат, имея большую крутизну.

Таким образом, увеличивая постоянную времени агрегата, можно уменьшать дисперсию крутящего момента, развиваемого двигателем.

Постоянная времени агрегата T_a определяется в зависимости от режима работы двигателя (корректорный или регуляторный участок механической характеристики):

$$T_{ai} = J_a C_{ei}, i = 1, 2, \quad (16)$$

Таблица 2 – Зависимость постоянной времени агрегата от алгоритма отключения цилиндров

		Алгоритм работы ДВС			
		Без отключения цилиндров	С одним отключенным цилиндром	С двумя отключенными цилиндрами	С тремя отключенными цилиндрами
Момент инерции агрегата J_a , кгм ²	А-01М	2,1	2,7	3,1	3,2
	Д-180	15,7	18,9	20,5	-
Момент инерции доп. маховика $J_{\partial n}$, кгм ²	А-01М	0,00	0,63	0,94	1,13
	Д-180	0,00	3,20	4,80	-
Постоянная времени при работе на корректорной ветви T_1 , с	А-01М	0,068	0,089	0,099	0,105
	Д-180	0,107	0,129	0,140	-
Постоянная времени при работе на регуляторной ветви T_2 , с	А-01М	1,455	1,892	2,107	2,238
	Д-180	2,028	2,445	2,648	-

Зависимость величины дисперсии крутящего момента от момента инерции дополнительного маховика представлена на рисунке 3б.

Так как частота вращения коленчатого вала двигателя для каждой из ветвей характеристики двигателя линейно зависит от величины крутящего момента, то дисперсия частоты вращения $\sigma_{\omega i}^2$ на каждой из ветвей

где C_{e1} и C_{e2} – коэффициенты наклона регуляторной и корректорной ветвей соответственно. Например, для двигателя А-01М значения этих коэффициентов составляют: $C_{e1} = -0,0325$, $C_{e2} = -0,693$ [8], а для двигателя Д-180: $C_{e1} = -0,0068$ и $C_{e2} = -0,129$ [3].

Использование дополнительного маховика для сглаживания неравномерности хода двигателя при отключении одного или нескольких цилиндров может быть использовано в режиме максимального использования мощности силовой установки без отключения цилиндров для увеличения момента инерции агрегата, что приведет к увеличению постоянной времени агрегата, а, следовательно, и к снижению дисперсии крутящего момента и среднеквадратичного отклонения частоты вращения коленчатого вала двигателя (таблица 2), где момент инерции агрегата получен из (7, 8).

линейно зависит от дисперсии крутящего момента:

$$\sigma_{\omega i}^2 = C_{ei}^2 \sigma_{ei}^2; i = 1, 2. \quad (17)$$

График зависимости среднеквадратичного отклонения частоты вращения коленчатого вала от момента инерции дополнительного маховика приведен на рисунке 3в.

Вывод

Таким образом, установка дополнительного маховика при отключении цилиндров может быть использована как для устранения неравномерности хода двигателя на режимах, предусматривающих работу ДВС с одним или несколькими отключенными цилиндрами, так и при работе ЗТМ на режиме максимальной мощности для увеличения момента инерции агрегата, что ведет к снижению дисперсии.

Библиографический список

1. Зеер, В.А. Моделирование кривошипно-шатунного механизма ДВС с отключаемыми цилиндрами / В.А. Зеер, А.А. Мартынов // Известия томского политехнического университета. – 2008. – №4. – С. 40-44.
2. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов – 4-е., стер. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.: ил.
3. Шароглазов, Б.А. Применение ярославских моторов на тракторах класса тяги 10 тонн / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Сафаров, Е.А. Горелый // Вестник ЮУрГУ. – 2012. – №12. – С. 204-208.
4. Федоров Д.И. Надежность рабочего оборудования землеройных машин / Д.И. Федоров, Б.А. Бондарович. – М.: Машиностроение, 1981. – 279 с.
5. Денисов, В.П. Оптимизация рабочего процесса землеройно-транспортных машин с учетом случайного характера нагрузок: Монография / В.П. Денисов. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 123 с.
6. Мещеряков, В.А. Математическое моделирование рабочих процессов дорожных и строительных машин: имитационные и адаптивные модели: Монография / В.А. Мещеряков, А.М. Завьялов, М.А. Завьялов, В.Н. Кузнецова. – Омск: СибАДИ, 2012. – 408 с.
7. Иванов, В.А. Математические основы теории автоматического регулирования. Том 1. / В.А. Иванов, В.С. Медведев, Б.К. Чегоданов, А.С. Ющенко. – М.: Высшая школа, 1977. – 367 с.
8. Лев, Е.М. Дизельные двигатели А-01, А-А1М и А-41. (Устройство, эксплуатация и ремонт). / Е.М. Лев, Е.И. Клецков, В.А. Наговицин. – М.: «Колос», 1972. – 235 с.

INFLUENCE DISABLING THE CYLINDERS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE ON WORKING PROCESS EARTHMOVERS MACHINES

S.S. Zhuravlev

Abstract. The article considers the effects of disabling the cylinder to change the characteristics of the engine earth-moving machines in various operating modes, calculated the diesel engines with subsequent analysis of their performance under different algorithms disable cylinders, evaluated the possibility of using additional flywheel to increase the technological parameters of the machine during operation.

Keywords: earthmoving machinery, engine, torque, flywheel, moment of inertia, dispersion, efficiency.

References

1. Zeer V.A., Martynov A.A. Modelirovaniye krivoshipno-shatunnogo mekhanizma dvs s otklyuchayemymi tsilindrami [Simulation of crank mechanism with a breaking cylinder internal combustion engine]. *Izvestiya tomskogo politekhnicheskogo universiteta*, 2008, no 4. pp. 40-44.
2. Kolchin A.I. *Raschet avtomobilnykh i traktornykh dvigateley* [Calculation of automobile and tractor engines]: Ucheb. posobiye dlya vuzov. A.I. Kolchin, V. P. Demidov – 4-ye., ster. Moscow, Vyssh. shk., 2008. 496 p.
3. Sharoglazov B.A., Safarov M.F., Gorelyy Ye. A. *Primeneniye yarovskikh motorov na traktorakh klassa tyagi 10 tonn* [Using the Yaroslavl's engines at the 10 tons power class tractors]. *Vestnik YUUrGU*, 2012, no 12. pp. 204-208.
4. Fedorov D.I., Bondarovich B.A. *Nadezhnost rabochego oborudovaniya zemleroynykh mashin* [Reliable working equipment earthmoving machinery]. Moscow, Mashinostroyeniye. 1981. 279 p.
5. Denisov V.P., Meshcheryakov V.A. *ssledovaniye statisticheskikh kharakteristik pokazateley rabochego protsessa zemleroyno-transportnykh mashin s uchetom nelineynostey v strukture ikh matematicheskikh modeley* [Research of the statistical characteristics of indicators workflow earthmovers considering nonlinearities in the structure of their mathematical models]. *Mashiny i protsessy v stroitel'stve: Sb. nauch. tr. no 5*, Omsk: Izd-vo SibADI, 2004. pp. 237-243.
6. Meshcheryakov V.A., Zav'yalov A.M., Zav'yalov M.A., Kuznetsova V.N. *Matematicheskoye modelirovaniye rabochik protsessov dorozhnykh i stroitel'nykh mashin: imitatsionnyye i adaptivnyye modeli* [Mathematical modeling of workers processes earthmovers machinery: simulation and adaptive model]. Omsk, SibADI, 2012. 408 p.
7. Ivanov V.A., Medvedev V.S., Chemozanov B.K., Yushchenko A.S. *Matematicheskiye osnovy teorii avtomaticheskogo regulirovaniya*. Tom 1. [Mathematical foundations of the theory of automatic control. Vol.1]. M.: Vysshaya shkola, 1977. 367p.
8. Lev Y.M., Kletskov Y.I., Nagovitsin V.A. *Dizel'nyye dvigateli A-01, A-A1M i A-41. (Ustroystvo, ekspluatatsiya i remont)*. [Diesel Engines A-01, A-A1M and A-41. (Device, maintenance and repairs)]. Moscow, «Kolos», 1972. 235p.

Журавлев Сергей Сергеевич (Россия, г. Омск) – аспирант ФГБОУ ВПО СибАДИ (644080 Россия, г. Омск, пр. Мира 5, e-mail: zhuravliovss@list.com).

Sergey S. Zhuravlev (Russian Federation, Omsk) – graduate student of The Siberian automobile and highway academy (SIBADI) (644080 Russia, Omsk, Mira ave. 5, e-mail: zhuravliovss@list.com).