

УДК 621.878

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ПОТЕРИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОГРЕЙДЕРА

К.т.н. В.А. Шевченко, А.М. Чаплыгина, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Процесс разработки рабочей среды землеройно-транспортными машинами (ЗТМ) сопровождается действием на рабочее оборудование переменных во времени сопротивлений. В ситуациях блокирования рабочих органов, которые сопровождаются интенсивным торможением машины, нагрузки на рабочее оборудование носят ударный характер и могут значительно превысить средний уровень обычных нагрузок. Разработанная динамическая модель движения ЗТМ позволяет учесть воздействие динамических нагрузок на форму траектории ее движения и выработать методы оценки показателей ее курсовой устойчивости.

Процес розробки робочого середовища землеройно-транспортними машинами (ЗТМ) супроводжується дією на робоче обладнання змінних в часі опорів. У ситуаціях блокування робочих органів, які супроводжуються інтенсивним гальмуванням машини, навантаження на робоче обладнання носять ударний характер і можуть значно перевищити середній рівень звичайних навантажень. Розроблена динамічна модель руху ЗТМ дозволяє врахувати вплив динамічних навантажень на форму траєкторії її руху і розробити методи оцінки показників її курсової стійкості.

The process of working medium development earth-moving machines (EMM) is accompanied by the action of time-varying parameters reluctances on the working equipment. At the situation of operative bodies blocking which are accompanied by intensive vehicle braking loads on working equipment are of shock character and can exceed considerably neutral layer of usual loads. The developed dynamic model of earth-moving machine allows to take into consideration dynamic loads effect on the path configuration of its motion and formulate prompts to stabilize the characteristic signs of earth-moving machine road-holding ability.

Ключевые слова: ЗТМ, автогрейдер, показатели курсовой устойчивости, динамическое нагружение, траектория движения

Введение

Для технологических операций, выполняемых автогрейдером, характерным является формирование сложного фона внешних нагрузок, действующих на машину. Объясняется этот факт особенностями конструкции основного рабочего оборудования и

разнообразием способов выполнения операций, связанных с копанием и перемещением грунтов и строительных материалов. Чаще всего в процессе работы основной отвал устанавливается с углом захвата отличным от 90°. При этом нередко копание выполняется углом отвала, что обеспечивается его перекосом в вертикальной плоскости. В результате этого координата приложения главного вектора внешних сопротивлений может смещаться вдоль отвала, а сам вектор располагаться под углом к направлению движения автогрейдера. Подобное приводит к появлению дополнительных боковых усилий, которые могут отклонить реальную траекторию движения автогрейдера от планируемой [1,2,3]. Нарушение курсовой устойчивости движения машины вызывает необходимость выполнять дополнительные проходы, что снижает его производительность и увеличивает себестоимость выполняемых работ. Анализ параметров курсовой устойчивости позволит оценить вероятность ухода автогрейдера с планируемой траектории движения и разработать мероприятия, предотвращающие подобное явление.

Анализ последних исследований и публикаций

К числу исследователей занимающихся проблемой курсовой устойчивости транспортного и специализированного машиностроения можно отнести Подригало М.А., Певзнера Я.М., Фаробина Я.Е., Литвинова А.С., Кнороза В.И., Севрова К.П., Алексею Т.А., Артемьева К.А., Бромберга А.А., Малиновского Е.Ю., Ковалева А.Б., Донцова И.Е., Булгакова В.М., Усенко М.В., Пришляка В.М., Цыганкова Т.В., Артемова Н.П., Гуськова В.В., Ксеновича И.П., Петрова А.В. и др.

Потерю курсовой устойчивости транспортных машин характеризуют коэффициентом устойчивости автомобиля [4], который равен отношению стабилизирующего момента $M_{стаб}$ к возмущающему занос моменту $M_{возм}$ (1).

Оценочными показателями коэффициента устойчивости являются линейные или угловые величины ускорения, скорости или перемещения, которые, в свою очередь, зависят от геометрических показателей машины, ее массы и реакций со стороны дороги.

$$K_{уст} = \frac{M_{стаб}}{M_{возм}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{\sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_x \cdot \frac{h-r_0}{L} \right)^2 - (1-K_R)^2 \cdot R_x^2 + \frac{I_k}{r_k} \cdot V_x \cdot \omega_{kz}}}{\sqrt{\varphi^2 \cdot \left(m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - R_x \cdot \frac{h-r_0}{L} \right)^2 - K_R^2 \cdot R_x^2}}, \quad (1)$$

Наиболее близкой к проблематике оценки и прогнозирования курсовой устойчивости ЗТМ является работа, посвященная обеспечению курсовой устойчивости универсальных землеройных машин [5]. Автор предлагает оценивать показатель курсовой устойчивости при помощи коэффициента:

$$k = \frac{M_s}{M_d} > 1,2, \quad (2)$$

где M_s – удерживающий момент;

M_d – дестабилизирующий момент.

Артемов Н.П. исследовал сельскохозяйственную машину шарнирно-сочлененную с рабочим оборудованием. В его научной работе учитывались разворачивающие силы, действующие на оборудование. Коэффициент управляемости прямо пропорционален управляющему усилию и сумме сил сопротивления с учетом боковых усилий действующих на сельскохозяйственный агрегат [6]

$$K_{кер} = \frac{P_k}{\sum P_c}, \quad (3)$$

где P_k – управляющее усилие;

$\sum P_c$ – сумма сил сопротивления

Рассмотренные выше зависимости позволяют на этапе проектирования транспортных и сельскохозяйственных машин оценить параметры их курсовой устойчивости. Предложенные подходы могут быть применены для ЗТМ, однако при определении удерживающих и дестабилизирующих усилий необходимо учитывать особенности формирования нагруженности автогрейдеров.

Актуальность

Обеспечение курсовой устойчивости автогрейдеров в процессе выполнения технологических операций позволяет повысить их производительность и одновременно снизить себестоимость.

Цель и задачи работы

Цель работы – разработать критерии оценки показателей курсовой устойчивости автогрейдера, позволяющие спрогнозировать на этапе проектирования возможность ухода машины с планируемой траектории движения.

В работе решаются следующие задачи:

- разработка динамической модели автогрейдера;
- обоснование и разработка критериев оценки параметров курсовой устойчивости автогрейдера в процессе выполнения технологических операций.

Основная часть, решение проблемы

Экспериментальные исследования, проведенные в условиях испытательного полигона ХНАДУ на

автогрейдере ДЗк-251, позволили выяснить закономерности потери курсовой устойчивости машиной в процессе копания грунта. В соответствии с авторской методикой [7] в процессе проведения опытов выполнялось построение реальных траекторий движения автогрейдера. При этом варьировались: углы захвата и перекоса основного отвала, начальная скорость машины, угол поворота передних колес, вынос отвала в сторону. Особенность формирования траектории движения автогрейдера заключается в том, что она состоит из линейных участков, развернутых под углом друг к другу (рис.1).

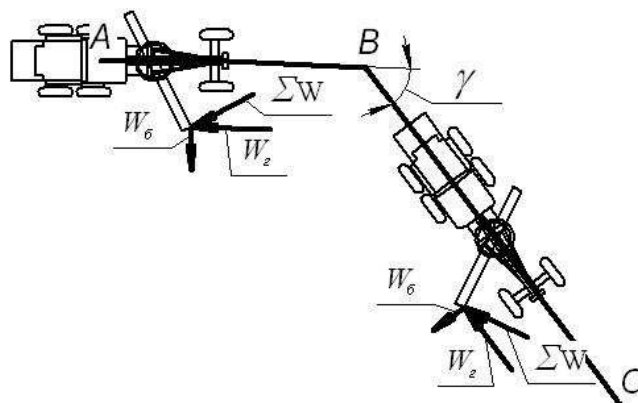


Рис. 1. Типовая форма траектории движения автогрейдера, полученная в результате проведения экспериментов.

С физической точки зрения, процесс движения автогрейдера происходит следующим образом. На участке траектории АВ выполняется резание грунта и формирование из него призмы перед отвалом. Это приводит к росту значений главного вектора внешних сопротивлений $\sum W$. В точке В машина останавливается и одновременно поворачивается вокруг точки стопорения отвала, которая совпадает с координатой приложения главного вектора внешних сопротивлений $\sum W$. В процессе поворота автогрейдера объем призмы грунта уменьшается, а следовательно и уменьшается значение $\sum W$.

Поворот машины происходит за счет поперечного скольжения колес, при этом регистрируется практически 100% буксование ведущих колес. После поворота опять происходит перемещение автогрейдера по прямолинейной траектории. В дальнейшем данный процесс может повторяться [8].

Для корректного описания движения автогрейдера была разработана его динамическая модель. Особенностью модели является то, что движение машины описывается двумя различными системами дифференциальных уравнений второй степени. На первом этапе рассматривается плоское движение автогрейдера (рис. 2, а), которое описывается следующей системой уравнений:

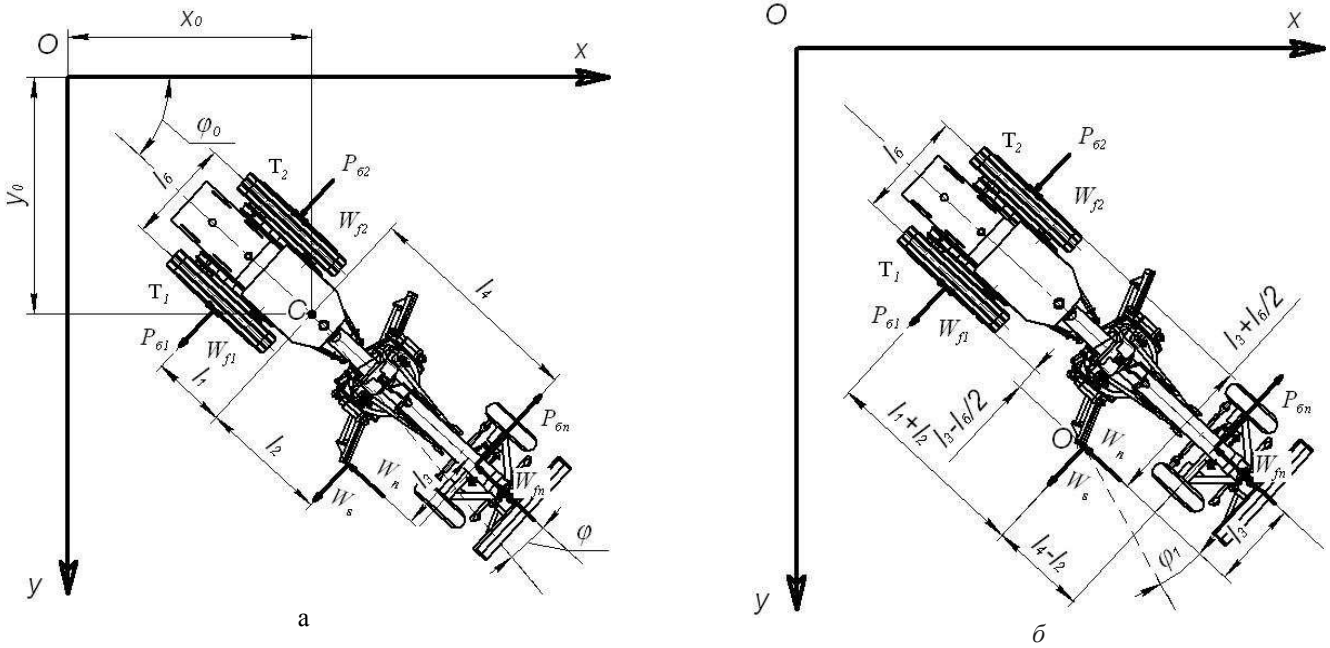


Рис. 2. Динамическая схема движения автогрейдера:

а – этап плоского движения автогрейдера; б – этап поворота автогрейдера относительно точки блокирования отвала.

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c = (T_1 + T_2 - W_{f1} - W_{f2} - W_n - W_{fn}) \cdot \cos(\varphi_0 + \varphi) - \\ - (P_{\delta 1} + P_{\delta 2} + W_s - P_{\delta n}) \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi) \\ m\ddot{y}_c = (T_1 + T_2 - W_{f1} - W_{f2} - W_n - W_{fn}) \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi) + \\ + (P_{\delta 1} + P_{\delta 2} + W_s - P_{\delta n}) \cdot \cos(\varphi_0 + \varphi) \\ m\ddot{\varphi}_c = (-T_1 + T_2 + W_{f1} - W_{f2}) \cdot \frac{l_{\delta}}{2} - (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot l_1 + \\ + W_s \cdot l_2 + W_n \cdot l_3 - P_{\delta n} \cdot l_3 \end{cases} \quad (4)$$

где T_1, T_2 – тяговые усилия, развиваемые соответственно правым и левым бортами; W_{f1}, W_{f2} – силы сопротивления перекачиванию колес правого и левого балансира; W_{fn} – сила сопротивления перекачиванию колес переднего моста; $P_{\delta 1}, P_{\delta 2}, P_{\delta n}$ – силы сопротивления боковому скольжению колес правого и левого балансиров, а также переднего моста; φ_0 – начальный угол продольной оси автогрейдера.

Часть усилий, действующих на машину, вызывают дестабилизирующее воздействие ($\sum M_{дест}$), а часть – удерживают машину на планируемой траектории движения ($\sum M_{уд}$). Критерий потери курсовой устойчивости автогрейдера на первом этапе движения:

$$k_1 = \frac{\sum M_{уд}}{\sum M_{дест}} = \frac{T_1 \cdot \frac{l_{\delta}}{2} + W_{f2} \cdot \frac{l_{\delta}}{2} + (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot l_1 + P_{\delta n} \cdot l_4}{T_2 \cdot \frac{l_{\delta}}{2} + W_{f1} \cdot \frac{l_{\delta}}{2} + W_n \cdot l_3 + W_s \cdot l_2} \leq 1; \quad (5)$$

На втором этапе движения, в момент блокировки отвала, возможен поворот машины относительно точки приложения главного вектора сопротивлений копания O_1 (рис. 2,б). Движение машины в этом расчетном случае описывается уравнением

$$\begin{aligned} \left[I_c + m \cdot \left(\frac{l_{\delta}^2}{4} + l_2^2 \right) \right] \cdot \ddot{\varphi}_1 = (T_1 - W_{f1}) \cdot \left(l_3 - \frac{l_{\delta}}{2} \right) + \\ + (T_2 - W_{f2}) \cdot \left(l_3 - \frac{l_{\delta}}{2} \right) - (P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot (l_1 + l_2) - \\ - P_{\delta n} \cdot (l_4 + l_2) - W_{fn} \cdot l_3 \end{aligned} \quad (6)$$

Момент перехода от системы уравнений (4) к уравнению (6) определяется соотношением

$$T_1 + T_2 = T_{\varphi} = (N_1 + N_2) \varphi_{сц}$$

где T_{φ} – сила тяги движителей автогрейдера по условиям сцепления;

N_1, N_2 – соответственно опорные реакции на колесах правого и левого бортов балансирной тележки;

$\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью.

Критерий потери курсовой устойчивости на втором этапе движения имеет вид:

$$k_2 = \frac{\sum M_{y0}}{\sum M_{decn}} = \frac{(P_{61} + P_{62}) \cdot (l_1 + l_2) + W_{f1} \cdot (l_3 - \frac{l_6}{2}) + W_{f2} \cdot (l_3 + \frac{l_6}{2}) + P_{6n} \cdot (l_4 - l_2) + W_{fn} \cdot l_3}{\left[I_c + m \cdot (\frac{l_6^2}{4} + l_2^2) \right] \cdot \ddot{\varphi}_1 + T_1 \cdot (l_3 - \frac{l_6}{2}) + T_2 \cdot (l_3 + \frac{l_6}{2})} \leq 1; \quad (7)$$

Для автогрейдеров с гидромеханической трансмиссией тяговое усилие на ведущих колесах зависит от действительной скорости перемещения машины. Его рекомендуется определять с помощью зависимостей [9]

$$\begin{aligned} T_1(v) &= N_1 \varphi_{сц} [1 - av - bv^5], \\ T_2(v) &= N_2 \varphi_{сц} [1 - av - bv^5], \end{aligned} \quad (8)$$

где $v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}$ – скорость движения автогрейдера вдоль его продольной оси;
 a и b – коэффициенты аппроксимации.

Силы сопротивления перекачиванию зависят от величины опорных реакций на колесах автогрейдера и типа опорной поверхности. В общем виде они могут быть рассчитаны по формулам:

$$\begin{aligned} W_{f1} &= N_1 f, \\ W_{f2} &= N_2 f, \\ W_{fn} &= N_n f, \end{aligned} \quad (9)$$

где f – коэффициент сопротивления перекачиванию колеса по опорной поверхности.

Силы бокового сцепления, действующие на колеса, выполняют роль стабилизирующих связей и предотвращают отклонение автогрейдера от запланированной траектории движения. Предельные значения этих усилий равны произведению соответствующей опорной реакции и коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью в боковом направлении $\varphi_{сц,б}$.

Если на каждый из бортов балансирной тележки и передние колеса действуют суммарные поперечные дестабилизирующие силы $\sum F_1, \sum F_2, \sum F_n$, то в аналитической форме можно записать

$$\begin{aligned} P_{61} &= \begin{cases} \sum F_1, & \text{при } \sum F_1 \leq N_1 \varphi_{сц,б} \\ N_1 \varphi_{сц,б}, & \sum F_1 > N_1 \varphi_{сц,б} \end{cases}, \\ P_{62} &= \begin{cases} \sum F_2, & \text{при } \sum F_2 \leq N_2 \varphi_{сц,б} \\ N_2 \varphi_{сц,б}, & \sum F_2 > N_2 \varphi_{сц,б} \end{cases}, \\ P_{6n} &= \begin{cases} \sum F_n, & \text{при } \sum F_n \leq N_n \varphi_{сц,б} \\ N_n \varphi_{сц,б}, & \sum F_n > N_n \varphi_{сц,б} \end{cases}, \end{aligned} \quad (10)$$

Суммарное сопротивление грунта копанью $\sum W$ существенно зависит вида выполняемой рабочей операции, параметров разрабатываемой среды и геометрических размеров рабочего оборудования. Данное сопротивление изменяется по мере перемещения автогрейдера. Традиционно разделяют этап интенсивного заглубления отвала в грунт и этап послыонного резания грунта с одновременным формированием призмы перед отвалом. В первом случае процесс носит ярко выраженный динамический характер. Для удобства выполнения расчетных операций вектор $\sum W$ раскладывают на две составляющие горизонтальную W_z , направленную вдоль продольной оси машины, и боковую W_6 .

В процессе интенсивного заглубления отвала в грунт горизонтальная составляющая может быть определена с помощью зависимости

$$W_z = (a_1 \cdot x_1 + b_1 \cdot x_1^2) \cdot \sin \alpha, \quad (11)$$

где x_1 – смещение автогрейдера вдоль своей продольной оси;

α – угол захвата отвала;

a_1, b_1 – координаты учитывающие параметры грунта и рабочего оборудования.

В процессе послыонного резания грунта горизонтальная составляющая сопротивления копанью определяется зависимостью

$$\begin{aligned} W_z &= k \cdot \varphi_\beta \cdot F(x_1) \cdot \sin \alpha + V_{np}(x_1) \cdot \frac{\delta_{zp}}{k_h} \cdot g \cdot \\ &\cdot [\mu_1 \cdot \sin \alpha + \mu_2 \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha + \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \cos \alpha], \end{aligned} \quad (12)$$

где $F(x_1)$ – площадь поперечного сечения срезаемой стружки грунта;

k – удельное сопротивление разрабатываемого материала резанию;

φ_β – коэффициент зависящий от угла резания β ;

$V_{np}(x_1)$ – объем призмы грунта, расположенной перед отвалом, $V_{np}(x_1) = \int_0^{x_k} F(x_1) dx_1$;

x_k – длина забоя, на котором выполняется резание грунта;

δ_{cp} – плотность материала в естественном состоянии;

k_p – коэффициент разрыхления разрабатываемого материала;

g – ускорение свободного падения;

μ_1, μ_2 – коэффициент внутреннего и внешнего трения материала о сталь.

Особенностью решаемой проблемы является то, что по мере перемещения автогрейдера большинство действующих внешних усилий изменяют свое значение. Уравнения движения на первом (4) и втором (6) этапах существенно нелинейны, что приводит к необходимости решения их численными методами. В этом случае для оценки показателей потери курсовой устойчивости автогрейдера не обходимо выполнять проверку неравенств (5) и (7) на каждом шаге интегрирования.

Выводы

На основании результатов проведенных экспериментальных исследований процесс ухода автогрейдера с планируемой траектории характеризуется двумя динамическими моделями – плоское движение в процессе разработки грунта и поворот вокруг точки блокирования отвала. Для оценки вероятности отклонения машины от планируемой траектории предложено использовать два критерия потери курсовой устойчивости соответствующих каждому из этапов движения. Поскольку в процессе выполнения операций копания грунта внешние усилия действующие на автогрейдер изменяются, значения коэффициентов в неравенствах (4) и (6) необходимо пересчитывать на каждом дискретном шаге расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Чаплыгина А.М. Экспериментальная оценка показателей курсовой устойчивости автогрейдера/ А.М. Чаплыгина // Вестник НУВГП. – Рівне: Изд-во НУВГП, 2015. – № 2(70) – С. 342 – 353.

2. Chaplygina O. Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability/ O. Chaplygina, V. Shevchenko,

Zh. Beztsennaya // "Machines, Technologies, Materials" INTERNATIONAL JOURNAL, issue 12/2015, ISSN 1313-0226 – Sofia, Bulgaria: Publisher scientific technical union of mechanical engineering, 2015 p.78-83

3. Chaplygina A.M. Road-holding ability of the motor grader in the process of performing work operations / A.M.Chaplygina, V.O.Shevchenko, Zh.P. Beztsennaya // VIII International Conference. Heavy Machinery-НМ 2014 Proceedings – Zlatibor, 2014 – С. 59–67. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения / [Подригало М.А., Волков В.П., Доброгорский М.В., Степанов В.Ю.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 335 с.

4. Клец Д.М. Оценка влияния моментов, действующих на направляющие колеса, на показатели устойчивости и управляемости автомобиля / Д.М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». – 2013. – №29(1002). – С. 149-155.

5. Коваль А.Б. Визначення умов забезпечення курсової стійкості універсальних землерийних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Машина для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт» / А.Б. Коваль. – Дніпропетровськ, 2014. – 21 с.

6. Артемов Н.П. Повышение устойчивости движения пахотного агрегата при изменении технических параметров системы управления : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Машины и средства механизации сельскохозяйственного производства» / Н.П. Артемов. – Х., 2006. – 179 с.

7. Пат. 120651 Україна, МПК F 16 H 39/00, F 16 H 43/00. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера за допомогою коригування кута повороту коліс / Шевченко В.О., Чаплыгина О.М., Щербак О.В., Максимів Ю.М.; власник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № 2017 05441; заявл. 02.06.2017; публ. 10.11.2017, Бюл.№ 21.

8. Shevchenko V. The analytical research of the process of forming the motor-grader motion path at implementation of working operations / V. Shevchenko, A. Chaplygina, Zh. Beztsennaya // International scientific journal trans & motauto world, issue 2/2017, ISSN 2367-8399 – Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0, Sofia, Bulgaria, 2017 – С. 81–84.

9. Назаров Л.В., Воронович А.В. Нагрузки на заднюю тележку автогрейдера при ударе отвала о препятствие //Сб. науч. трудов: Строительство. Материаловедение. Машиностроение; Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование.– Днепропетровск: ПГАСА, 2007. Вып. 39.- С. 41-50.