

УДК 621.869

ДИНАМИЧЕСКОЕ НАГРУЖЕНИЕ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ПРИ РАЗВОРОТЕ МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА С БОРТОВОЙ СИСТЕМОЙ ПОВОРОТА**Л.В. Разарёнов, доцент, к.т.н., Ю.В. Рукавишников, доцент, ХНАДУ**

Аннотация. Представлена двухмассовая математическая модель динамического нагружения малогабаритного погрузчика с бортовой системой поворота при выполнении разворота. Проведен сравнительный анализ результатов расчетов по предлагаемой модели и экспериментальным данным.

Ключевые слова: динамическая модель, погрузчик, бортовая система поворота, колебания.

ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ ПРИ РОЗВОРОТІ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З БОРТОВОЮ СИСТЕМОЮ ПОВОРОТУ**Л.В. Разарьонов, доцент, к.т.н., Ю.В. Рукавишников, доцент, ХНАДУ**

Анотація. Представлено двомасову математичну модель динамічного навантаження малогабаритного навантажувача з бортовою системою повороту при виконанні розвороту. Проведено порівняльний аналіз результатів розрахунків за запропонованою моделлю й експериментальними даними.

Ключові слова: динамічна модель, навантажувач, бортова система повороту, коливання.

DYNAMIC LOADING OF THE TRACTION DRIVE DURING TURNING OF SKID-STEER LOADERS WITH ON-BOARD TURNING-CONTROL SYSTEM**L. Razaryonov, Associate Professor, Candidate of Engineering Sciences,
Yu. Rukavishnikov, Associate Professor, KhNAHU**

Abstract. A two-mass mathematical model of dynamic loading during turning has been presented for skid-steer-loaders with on-board turning-control system. A comparative analysis of calculation results for the proposed model and experimental data has been carried out.

Key words: dynamic model, loader, on-board turning-control system, oscillations.

Введение

В условиях дорожного и коммунального строительства с увеличением объемов земляных и погрузочно-разгрузочных работ в ограниченном пространстве возникает необходимость увеличения выпуска малогабаритных, мобильных и высокопроизводительных погрузчиков. К ним относятся короткобазовые погрузчики с бортовой системой поворота, агрегируемые с большим количеством сменного рабочего оборудова-

ния. Вместе с тем отсутствие управляемых колес и обеспечение поворота машины за счет рассогласования скоростей вращения движителей правого и левого бортов влечет за собой их чрезмерное скольжение и вполне вероятное опрокидывание. Вследствие этого эксплуатационная производительность машин такого типа до 25 % ниже расчетной, что существенно снижает эффективность их работы.

Решение вопроса повышения эффективности работы малогабаритных колесных погрузчиков зависит от обеспечения их устойчивости и приобретает достаточно существенное значение. С увеличением устойчивости адекватно повышается производительность погрузчика и уменьшаются затраты на непредвидимый ремонт.

Анализ публикаций

Анализ конструкций короткобазовых колесных погрузчиков с бортовой системой поворота свидетельствует о том, что их устойчивость должна быть обеспечена не только в положениях, предусмотренных стандартами, но и при развороте на рабочих скоростях по траектории с переменным радиусом кривизны.

Коэффициент запаса устойчивости, представляющий собой отношение удерживающего и опрокидывающего моментов относительно передних опор, должен быть более 2,0. Принято считать, что погрузчики теряют устойчивость, как отмечено в работах Базанова А.В., Забегалова Г.В., при отрыве одного из ходовых колес от опорной поверхности. Инерционные силы, возникающие при торможении опускающейся стрелы погрузчика, учтены в работах Векслера В.М. и Мухи Т.И., Беседина Б.Т. Холодов А.М., Ничке В.В. и Назаров Л.В. предложили использовать методику определения коэффициента запаса устойчивости традиционных погрузчиков при повороте. Необходимо отметить, что радиус поворота погрузчиков с шарнирно-сочлененной рамой достаточно велик и центробежные силы даже при относительно большой линейной скорости малы.

Проведенный анализ устойчивости малогабаритного ковшового погрузчика с бортовой системой поворота при выполнении разворота показал, что на сегодня отсутствуют рекомендации по оценке динамической устойчивости машин подобной конструкции [1]. Существующие методики рассматривают только статическую устойчивость, которая недостаточно описывает процесс устойчивости машины при выполнении поворота. Для выбора объективных критериев устойчивости малогабаритного погрузчика необходимы дополнительные исследования.

Цель и постановка задачи

Кафедрой СДМ ХНАДУ выполнены исследования устойчивости такого рода погрузчиков при переходе с прямолинейного в криволинейное движение. В результате установлено следующее: в дополнение к известным расчетным случаям оценки устойчивости ковшовых погрузчиков для короткобазовых машин с бортовой системой поворота необходимо предусмотреть еще два случая.

В первом из них целесообразно дать оценку устойчивости при торможении машины с одновременным разворотом с учетом действия продольных и поперечных инерционных сил. При этом рассматривается квазистатическая схема погрузчика с возможным его опрокидыванием на угол ковша. В результате экспериментально-аналитического исследования установлено, что наиболее опасным является случай торможения и полной остановки ходовых колес одного из бортов машины; при этом осуществляется разворот за счет движения колес другого борта. Это достигается противовключением тяговых насосов, что создает предпосылки к опрокидыванию погрузчика на угол ковша. Как правило, вывод машины в описанный режим движения сопровождается интенсивными колебаниями ее остова. В этой связи, наряду с оценкой устойчивости в расчетных положениях для обычных колесных погрузчиков, выполнен анализ устойчивости рассматриваемых машин при резком торможении одного из бортов.

Во втором случае рассматривается динамическая устойчивость погрузчика при его повороте относительно неподвижного борта. При этом внезапно приложенная к центру масс погрузчика центробежная сила первоначально возбуждает колебания машины на упругих ходовых колесах. В последующем колебательный процесс может интенсивно нарастать, вследствие скольжения колес в области их контакта с опорной поверхностью. Критерием потери устойчивости следует считать возможный отрыв хотя бы одного колеса погрузчика от дороги, согласно ГОСТ 16391-80.

Иная ситуация характерна для короткобазовых погрузчиков с бортовой системой поворота. При выполнении исследований была разработана методика расчета показателей колебательного процесса и динамической

устойчивости короткобазового погрузчика с бортовой системой поворота [1].

К числу основных задач, которые нами решались, можно отнести:

- разработку пространственной расчетной схемы и математической модели погрузчика при существенном скольжении ходовых колес;
- сопоставление расчетных данных с экспериментальными для оценки адекватности расчетной модели натурной машине.

Решение проблемы

Решение поставленных задач основывается на двухмассовой нелинейной модели с пятью степенями свободы (рис. 1). Принято, что в пределах одного периода основной формы колебаний погрузчик движется прямолинейно, процесс поворота выполняется последовательным соединением линейно-ломаных отрезков, образующих спираль, а на участке – дугу окружности. В этой связи в математическом описании расчетной схемы исключены угловые колебания погрузчика в горизонтальной плоскости, а движущие силы и силы сопротивления повороту, направленные вдоль оси Y, приняты равными друг другу.

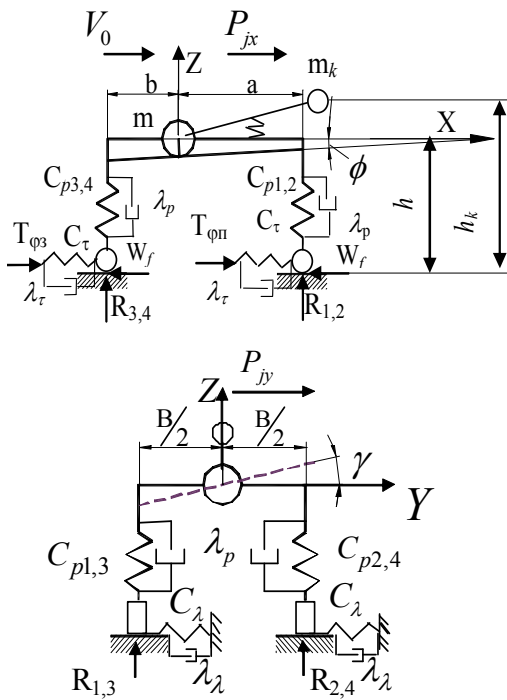


Рис. 1. Расчетная схема погрузчика для оценки динамической устойчивости (цифрами 1–4 показаны номера ходовых колес)

На основе уравнения Лагранжа второго рода получены следующие уравнения движения погрузчика:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= T\phi - 4C\tau(x - \phi h) - 4\lambda(x - \phi h) - \\
 &\quad - f(R_2 + R_4) - \mu_2 R_2 - \mu_4 R_4 + \frac{mj}{2}; \\
 m\ddot{y} &= -4C_Y(y - \gamma h) - 4\lambda_Y(x - \phi h) + \frac{m(x - \phi h)^2}{\rho}; \\
 J_Y\ddot{\phi} &= 4 \cdot C_Y h(y - \gamma h) + 4\lambda_Y \cdot h(x - \phi h) - \\
 &\quad - C_p \gamma B^2 - \lambda_p \gamma B^2 + \frac{m(x - \phi h)^2 \cdot h}{\rho};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_\phi\ddot{\phi} &= T\phi \cdot (-h) + 4C\tau(x - \phi h)h + \\
 &\quad + 4\lambda_\tau(x - \phi h)h - 2C_p(\phi a + z)a - \\
 &\quad - 2\lambda_p(\phi a + z)a - 2C_p(\phi b - z)b - \\
 &\quad - 2\lambda_p(\phi b - z)b - f(R_2 + R_4) \times \\
 &\quad \times \frac{B}{2} + \mu_2 \cdot h \cdot \rho_2 + \mu_4 \cdot h \cdot \rho_4 - \frac{mj \cdot h}{2};
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 m\ddot{z} &= -2C_p(\phi a + z) - 2\lambda_p(\phi a + z) + \\
 &\quad + 2C_p(\phi b - z) + 2\lambda_p(\phi b - z) + \\
 &\quad + 2C_3[z_3 - z + \phi(R - r)] + \\
 &\quad + 2\lambda_3[z_3 - z + \phi(R - r)] + \frac{mjh}{2(a - b)};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_k\ddot{z}_3 &= -2C_3[z_3 - z + \phi(R - r)] + \\
 &\quad + 2\lambda_3[z_3 - z + \phi(R - r)] + \frac{mjh}{2(a - b)},
 \end{aligned}$$

где $x, z, y, \phi, \gamma, z_3$ – линейные и угловые перемещения центра масс остова погрузчика и ковша относительно соответствующих координат (рис. 1); $\dot{x}, \dot{z}, \dot{y}, \dot{\phi}, \dot{\gamma}, \dot{z}_3$ – скорость центра масс погрузчика относительно соответствующих координат; m, m_k – масса остова погрузчика и ковша, с учетом величины груза; B – колея погрузчика; J_ϕ и J_Y – моменты инерции погрузчика относительно поперечной горизонтальной и продольной горизонтальной осей; $C_\tau, C_p, C_\lambda, C_3$ – жесткости ходовых колес (тангенциальная, радиальная и боковая) и подвески рабочего оборудования, приведенные к массе ковша; $\lambda_\tau, \lambda_p, \lambda_\lambda, \lambda_3$ – коэффициенты вязких сопротивлений ходовых колес и подвески рабочего оборудования

вдоль соответствующих координатных осей, принятые в соответствии с рекомендациями Малиновского Е.Ю. [3]; h – высота положения центра масс; j – инерционная составляющая при торможении; a, b – расстояния от центра масс машины до передней и задней осей.

Составляющие тяговых усилий на ходовых колесах определяются проекциями общего тягового усилия на ось x и связаны с меняющимися во времени величинами опорных реакций на каждом колесе [4]

$$T = (\varphi_2 R_2 + \varphi_4 R_4) \times \\ \times [1 - 0,217 \cdot (V_0 - (\dot{x} - \dot{\phi}h)) + \\ + 0,066 \cdot (V_0 - (\dot{x} - \dot{\phi}h))^3], \quad (2)$$

где φ_2, φ_4 – предельные коэффициенты сцепления колес с опорной поверхностью забегавшего борта; \dot{x} и $\dot{\phi}h$ – текущее значение скоростей центра масс вдоль оси x и при его угловых смещениях относительно координаты ϕ ; R_2, R_4 – реакции опорных колес забегавшего борта

$$R_2 = R_{2ст} + C_P \left(z + \phi a + \gamma \frac{B}{2} \right) + \\ + \lambda_P \left(\dot{x} + \dot{\phi} a + \dot{\phi} \frac{B}{2} \right); \quad (3)$$

$$R_4 = R_{4ст} + C_P \left(z - \phi b + \gamma \frac{B}{2} \right) + \\ + \lambda_P \left(\dot{x} - \dot{\phi} b + \dot{\phi} \frac{B}{2} \right), \quad (4)$$

где $R_{2ст}, R_{4ст}$ – статические нагрузки на переднее и заднее колеса тянущего борта; $\gamma B/2, \dot{\phi} B/2$ – текущие значения перемещения и скорости угловых колебаний относительно оси y .

Решение уравнений (1) проведено с использованием приложения Simulink программы MATLAB 6.5. Полученные результаты расчетов приведены на рис. 2.

Испытания погрузчика ПМТС 1200 с регулируемой вручную гидрообъемными передачами ГСТ 90 показали, что при выполнении

поворота машина входит в автоколебания. Такого рода процесс без остановки машины не поддается управлению оператором из-за его собственных колебаний и воздействий на рычаги подачи тяговых насосов. Кроме возможного опрокидывания на угол ковша, эти процессы вызывают в трансмиссии дополнительные динамические нагрузки, которые снижают прочность, долговечность деталей ходового оборудования, о чем свидетельствует кривая 2 на рис. 2, б.

Как показало сопоставление расчетных и экспериментальных данных (рис. 2), по основной форме колебания (рис. 2, б) и характеру изменения тягового усилия они практически совпадают (расхождение по периоду основной формы колебаний погрузчика составляет не более 9 %).

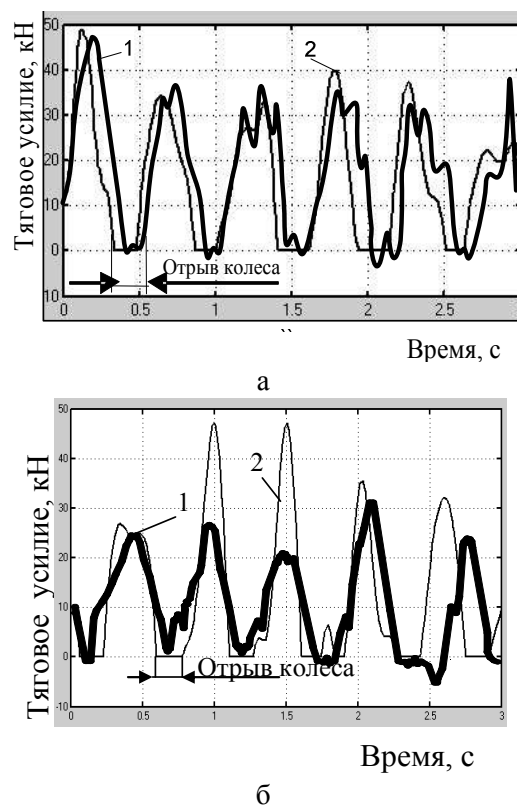


Рис. 2. Графики изменения во времени тягового усилия на переднем (а) и заднем (б) колесах забегавшего борта при скорости $V_H = 1,1$ м/с и массе груза $Q = 400$ кг: 1 – экспериментальная зависимость; 2 – зависимость, полученная в результате решения математической модели

Однако опыт эксплуатации погрузчиков указывает на наличие высокочастотных составляющих колебаний с малой амплитудой, которые вызваны перемещениями отдельных

масс погрузчика относительно остова, и колебаний тягового гидропривода, что не учитывает предложенная расчетная схема и ее математическая модель. Однако, с точки зрения устойчивости погрузчика, малые амплитуды высокочастотных колебаний не играют существенной роли.

При развороте погрузчика в результате скольжения ходовых колес по опорной поверхности колебательный процесс является незатухающим и близким по характеру к автоколебаниям. При этом наблюдается отрыв ходовых колес от опорной поверхности (рис. 2). С увеличением вылета и высоты подъема груза интенсивность колебаний возрастает, и при определенных обстоятельствах возможна потеря устойчивости машины.

В результате обработки экспериментальных (рис. 3, кривая 2) и расчетных данных (рис. 3, кривая 1) были получены графики зависимости силы тяги (рис. 3) и коэффициента динамичности тягового усилия (рис. 4) от начальной скорости погрузчика при выполнении поворота. Поведение коэффициентов динамичности (рис. 4) описывает характер силы тяги.

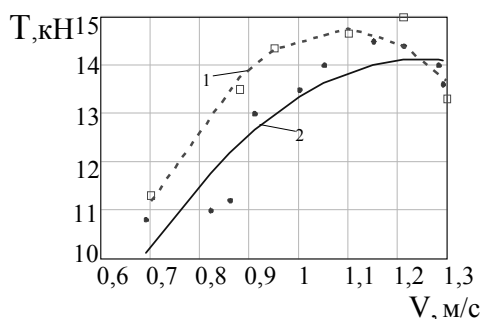


Рис. 3. Зависимость силы тяги тянущего борта погрузчика от скорости при грузоподъемности 1,2 т и вылете ковша 1,5 м

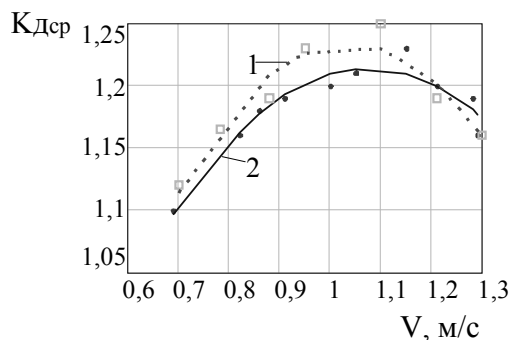


Рис. 4. Зависимость коэффициента динамичности от скорости машины при массе груза в ковше 1,2 т и вылете ковша

1,5 м: 1 – расчетная зависимость; 2 – экспериментальная зависимость

Сопоставление расчетных данных с экспериментальными свидетельствует о достаточной сходимости результатов: рассогласование между ними не превышает 16 %. Это подтверждается адекватностью предложенной динамической расчетной схемы поведению реальной машины.

Выводы

1. Предложена пространственная расчетная математическая модель короткобазового ковшевого погрузчика с бортовой системой поворота, которая позволяет оценить условия нагружения машины в рабочем процессе при развороте.

2. Полученные данные изменения силы тяги на забегавшем борту машины свидетельствуют как о двукратной перегрузке переднего колеса, так и об его отрыве от опорной поверхности, что является началом потери машинной устойчивости. Результаты расчета необходимо учитывать при модернизации малогабаритного погрузчика типа ПМТС 1200.

3. Обработка экспериментальных осциллограмм и результатов теоретических расчетов позволила установить характер изменения тягового усилия на ходовых колесах забегавшего борта (рис. 3) и коэффициента динамичности нагружения тягового привода в зависимости от начальной скорости (рис. 4).

4. Графические данные свидетельствуют о качественном совпадении экспериментальных и расчетных данных. Погрешность значений тягового усилия на забегавшем борту и соответствующего этому коэффициента динамичности составляет 9–11 %.

Экспериментальные данные показывают, что с увеличением начальной скорости погрузчика более 1,1 м/с значения T и K_d снижаются при их максимуме в диапазоне скоростей 1,0–1,15 м/с. Это объясняется недостаточностью мощности двигателя для полного разворота погрузчика со скоростями более 1,2 м/с. Данное обстоятельство подтверждается расчетами.

Литература

1. Разарёнов Л.В. Повышение эффективности работы короткобазовых колесных погрузчиков с бортовой системой поворота: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных та лесотехнических работ» / Л.В. Разарёнов. – Х., 2011. – 22 с.
2. Проектирование машин для земляных работ / под ред. А.М. Холодова. – Х.: Выща школа, 1986.–272 с.
3. Малиновский Е.Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой / Е.Ю. Малиновский, М.М. Гайцгори. – М.: Машиностроение, 1974. – 176 с.
4. Назаров Л.В. Особенности поворота малогабаритного погрузчика типа ПМТС 1200 / Л.В. Назаров, В.П. Истомин, Л.В. Разарёнов // Вестник ХНАДУ. –2004. – №25. – С. 54–58 с.
5. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В.Я. Анилович, Ю.Г. Водолащенко. – М.: Машиностроение, 1976.–456 с.

Рецензент: Л.А. Хмара, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 19 июня 2012 г.
