

крывает для предприятий, а также производителей и поставщиков техники, новые возможности на отечественном и международном рынках.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.С.Блохин, Н.Г. Малич. Машины для земельных работ, предпосылки повышения их конкурентоспособности: Учеб. пособ. – Днепропетровск: ИМА – пресс.- 2005.-304 с.
2. В.С.Блохін, М.Г.Маліч. Основні параметри технологічних машин. Машины для земляних робіт: Навчальний посібник - К. Вища школа. 2006 – ч.І – 407с; 2009 – ч.ІІ-453с.
3. В.С.Блохин, В.И.Большаков, Н.Г.Малич. Основные параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: Учеб. пособ. – Днепропетровск: ИМА – пресс.- 2006.-404 с.
4. М.Г.Маліч, К.Ц.Главацький. Підвищення ефективності сучасних землерийно – транспортних і ґрунтоущільнюючих машин.// У зб. наук. працв. «Удосконалення будівельних, колісних та перевантажувальних машин». – Харків, УкрДАЗТ, 2008. С. 40-43.
5. М.Г.Маліч, К.Ц.Главацький. Ідеологія створення модельного ряду нових машин.// Железнодорожный транспорт України.- К., 2008. -№1. – С. 41-44.

УДК 621.869

Л.В. НАЗАРОВ, докт. техн. наук, **Л.В. РАЗАРЁНОВ, Ю.В. РУКАВИШНИКОВ** инж.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ПОВОРОТА МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА

Введение. Малогабаритные короткобазовые пневмоколесные ковшовые погрузчики (МКПК) с бортовой системой поворота получили широкое применение во многих отраслях промышленности. Обусловлено это их высокими эксплуатационными показателями, большой гаммой навесного оборудования, универсальностью применения, маневренностью, мобильностью, проходимостью. МКПК просты в управлении и обслуживании, их стоимость и эксплуатационные расходы сравнительно небольшие. Вместе с тем отсутствие управляемых колес и обеспечение поворота машины за счет рассогласования скорости вращения движителей правого и левого бортов влечет за собой переход машины в

галолирующий режим движения и как следствие, повышение вероятности опрокидывания погрузчика.

Анализ публикаций. Опыт эксплуатации МКПК свидетельствует о том, что потеря ими устойчивости возможна не только в случаях, характерных для машин классической компоновки, но и при их развороте с одновременным торможением одного из бортов. Общепринятая оценка продольной устойчивости ковшевых погрузчиков при торможении опускающегося рабочего оборудования и при выглублении ковша из сыпучей среды предполагает сравнение статических опрокидывающего и удерживающего моментов [1]. Вместе с этим разработана методика определения коэффициента запаса устойчивости погрузчиков традиционной компоновки при повороте [2]. Однако, подобные подходы неприменимы для МКПК с бортовой системой поворота, поскольку центробежные силы у этих машин во время поворота значительно больше, чем у аналогичных машин с шарнирно-сочлененной рамой.

Цель и постановка задачи. Целью выполненного исследования является усовершенствование методики расчета параметров процесса поворота и динамической устойчивости МКПК. К числу основных решаемых задач отнесены: разработка и анализ математической модели поворота малогабаритного погрузчика, а также оценка соответствия предлагаемой расчетной модели условиям поворота натурной машины.

Решение задач. В процессе моделирования динамических процессов, происходящих с МКПК, была выбрана одномассная нелинейная модель с пятью степенями свободы (рис. 1). При этом принято, что в пределах одного периода основной формы колебаний погрузчик движется прямолинейно, процесс поворота выполняется последовательным соединением

линейно – ломаных отрезков, образующих спираль. В этой связи в математическом описании расчетной схемы исключены угловые колебания погрузчика в горизонтальной

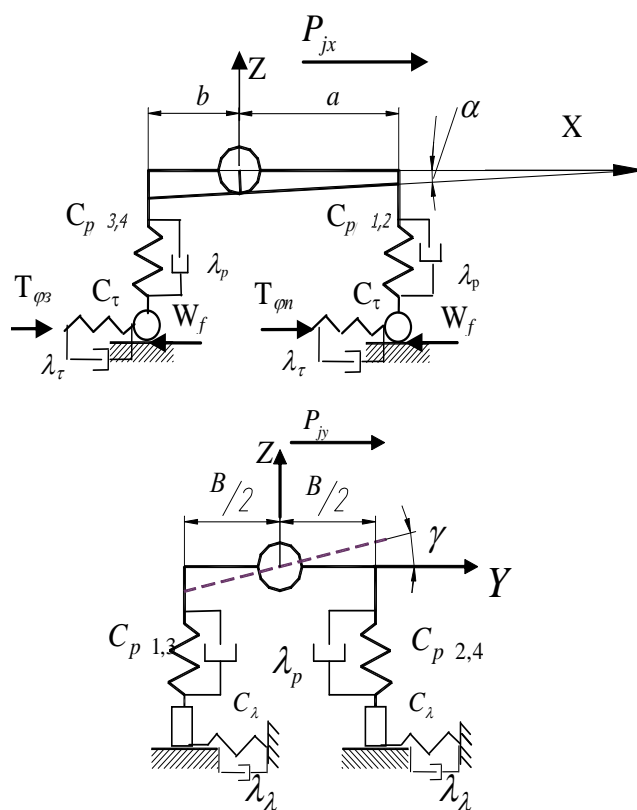


Рис. 1. Расчетная схема погрузчика.

плоскости, а силы движения и сопротивления повороту, направленные вдоль оси OY , приняты равными друг другу.

На приведенном рисунке - x, z, y, α, γ линейные и угловые перемещения центра масс погрузчика относительно соответствующих координат; C_τ, C_p, C_λ - жесткости ходовых колес (тангенциальная, радиальная и боковая); $\lambda_\tau, \lambda_p, \lambda_\lambda$ - коэффициент вязких сопротивлений ходовых колес вдоль соответствующих координатных осей, B - колея погрузчика; P_{jx} и P_{jy} - продольная и поперечная инерционные силы; a, b - расстояние от центра тяжести соответственно до передней и задней оси; W_f - сила сопротивления качению.

На основании уравнений Лагранжа второго рода были составлены аналитические зависимости движения машины:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= T\varphi - 4C_\tau(x - \alpha h) - 4\lambda_\tau(\dot{x} - \dot{\alpha}h) - f(R_2 + R_4) - \mu_2R_2 - \mu_4R_4 + \frac{mj}{2}; \\
 m\ddot{y} &= -4C_\lambda(y - \gamma h) - 4\lambda_\lambda(\dot{y} - \dot{\gamma}h) + \frac{m(\dot{x} - \dot{\alpha}h)^2}{\rho}; \\
 m\ddot{z} &= -2C_p(\alpha a + z) - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a + \dot{z}) + 2C_p(\alpha b - z) + 2\lambda_p(\dot{\alpha}b - \dot{z}); \\
 J_\gamma\ddot{\gamma} &= 4 \cdot C_\lambda h(y - \gamma h) + 4\lambda_\lambda \cdot h(\dot{y} - \dot{\gamma}h) - C_p\gamma B^2 - \lambda_p\dot{\gamma}B^2 + \frac{m(V_o - (\dot{x} - \dot{\alpha}h))^2 \cdot h}{\rho}; \\
 J_\alpha\ddot{\alpha} &= T\varphi \cdot (-h) + 4C_\tau(x - \alpha h)h + 4\lambda_\tau(\dot{x} - \dot{\alpha}h)h - 2C_p(\alpha a + z)a - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a + \dot{z})a - \\
 &\quad - 2C_p(\alpha b - z)b - 2\lambda_p(\dot{\alpha}b - \dot{z})b - f(R_2 + R_4)\frac{B}{2} + \mu_2 \cdot h \cdot \rho_2 + \mu_4 \cdot h \cdot \rho_4 - \frac{mj \cdot h}{2}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

где J_α и J_γ - моменты инерции погрузчика относительно поперечной горизонтальной и продольной горизонтальной осей; j - ускорение торможения; V_o - начальная скорость при входе в поворот; μ_2, μ_4 - коэффициенты сопротивления повороту; h - высота центра масс.

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

$$T = (\varphi_2 R_2 + \varphi_4 R_4) \left[1 - 0.217 \cdot (V_o - (\dot{x} - \dot{\alpha}h)) + 0.066 \cdot (V_o - (\dot{x} - \dot{\alpha}h))^3 \right], \tag{2}$$

где φ_2, φ_4 - предельные коэффициенты сцепления колес с опорной поверхностью забегавшего борта; \dot{x} и $\dot{\alpha}h$ текущее значение скоростей центра масс направленных вдоль

оси OX при его угловых смещениях относительно координаты α ; R_2, R_4 - реакции опорных колес забегающего борта.

Величины R_2 и R_4 определяются из уравнений [5]

$$R_2 = R_{2cm} + C_P \left(z + \alpha a + \gamma \frac{B}{2} \right) + \lambda_P \left(\dot{z} + \dot{\alpha} a + \dot{\gamma} \frac{B}{2} \right), \quad (3)$$

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

где R_{2cm}, R_{4cm} - статические нагрузки, соответственно, на переднее и заднее колеса, забегающего борта; C_P, λ_P - соответственно, радиальная жесткость и коэффициент вязкого сопротивления шины; z, \dot{z} - соответственно перемещение и скорость перемещение центра масс; $\gamma \frac{B}{2}, \dot{\gamma} \frac{B}{2}$ текущие значения, соответственно, перемещения и скорости угловых перемещений относительно оси y .

При решении математической модели были введены следующие ограничения по отрыву от опорной поверхности и скольжению ходовых колес:

$$R_{ni} = \begin{cases} R_{ni}, & \text{при } R_{ni} > 0 \\ 0, & \text{при } R_{ni} \leq 0 \end{cases};$$

$$T(\dot{x}) = \begin{cases} T(\dot{x})\varphi, & \text{при } T(\dot{x})\varphi \leq (R_2 + R_4)\varphi \\ 4C_\tau(x - \alpha h), & \text{при } T(\dot{x})\varphi > (R_2 + R_4)\varphi \end{cases};$$

$$C_\tau = \begin{cases} 4C_\tau, & \text{при } R_2 > 0 \text{ и } R_4 > 0 \\ 2C_\tau, & \text{при } R_2 \leq 0 \text{ и } R_4 \leq 0 \end{cases}. \quad (5)$$

При решении дифференциальных уравнений использовался программный пакет MATLAB, содержащий в своем составе инструмент визуального моделирования SIMULINK. В качестве искомых показателей были приняты вертикальные деформации и опорные реакции на ходовых колесах, тяговое усилие на колесах забегающего борта и угловая скорость.

В процессе моделирования варьировались следующие основные факторы: масса поднимаемого груза, а в месте с ним и положение центра масс всей машины, высота ковша над опорной поверхностью, начальная скорость погрузчика.

Для решения составленной математической модели использовался численный метод Рунге-Кутта 4-го порядка.

Как показало сопоставление расчетных и экспериментальных осциллограмм (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 11%). Однако, опыт эксплуатации погрузчиков указывает на наличие высокочастотных составляющих колебаний с малой амплитудой, которые вызваны перемещениями отдельных масс погрузчика относительно остова и колебаниями тягового гидропривода, что не учитывает предложенная расчетная схема и ее математическое описание. 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.

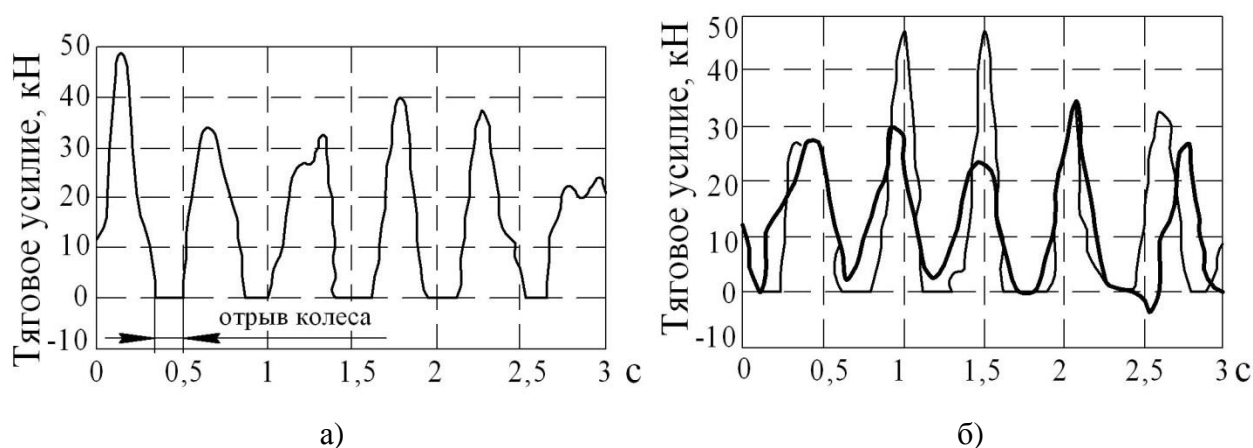


Рис. 2. График изменения во времени тягового усилия на передние (а) и задние (б) колеса забегающего борта, (при начальных данных $V_H = 1,1$ м/с, $Q = 400$ кг):

1 – экспериментальная зависимость; 2 – зависимость, полученная в результате решения математической модели.

Замеры крутящего момента на передних и задних полуосях, позволили установить характер распределения тягового усилия между передними и задними ходовыми колесами забегающего борта и выявить наиболее нагруженное колеса, а также косвенным образом установить величины опорных реакций. Падение в процессе колебаний тягового усилия на одном ходовом колесе до нуля, свидетельствует об его отрыве от опорной поверхности.

Критерием устойчивости погрузчика, при выполнении поворота предлагается, угол α (рис. 3), который определяется зависимостью [3]

$$\left(\frac{\pi}{2} - \beta - \alpha\right) \rightarrow 0, \quad (6)$$

Когда центр масс погрузчика, отклоняясь вперед, совмещается с вертикалью, проходящей через ось ходовых колес, наступает неустойчивое равновесие машины. Этому соответствует предельный угол отклонения центра масс вперед [3].

$$\frac{\pi}{2} - \beta = [\alpha]. \quad (7)$$

где α - угол отклонения центра масс, в вертикальной плоскости, от статического положения; β - угол отклонения от горизонтали центра масс погрузчика в статическом положении.

И наконец, если угол отклонения центра масс вперед α превышает допустимое значение $[\alpha]$, то неизбежно опрокидывание машины. Величина угла β (рис. 3) - переменная и зависящая от вылета стрелы, массы груза и высоты расположения ковша над опорной поверхностью. Угол α отклонения центра масс вперед в первом приближении может быть определен из условия

$$\alpha = \omega_{cp} \frac{\pi}{2}, \quad (8)$$

где ω_{cp} - средняя угловая скорость движения центра масс погрузчика относительно опорной точки по координате α .

При условии, что $\omega_{cp} = \omega_{max}$ и $\omega_{max} = \frac{v_0}{h_{cm}}$, приняв ориентировочно главную форму колебаний в виде синусоиды, можно записать для полупериода

$$\omega_{cp} = 0.64 \frac{v_0}{h_{cm}} \quad \text{и тогда} \quad (9)$$

$$\varphi = 0.64 \frac{v_0}{h_{cm}} \frac{\tau}{2},$$

где τ - период основной формы колебаний погрузчика; v_0 - начальная скорость погрузчика; h_{cm} - высота центра тяжести погрузчика над опорной поверхностью. Таким образом, при заданной высоте расположения наибольшего груза на

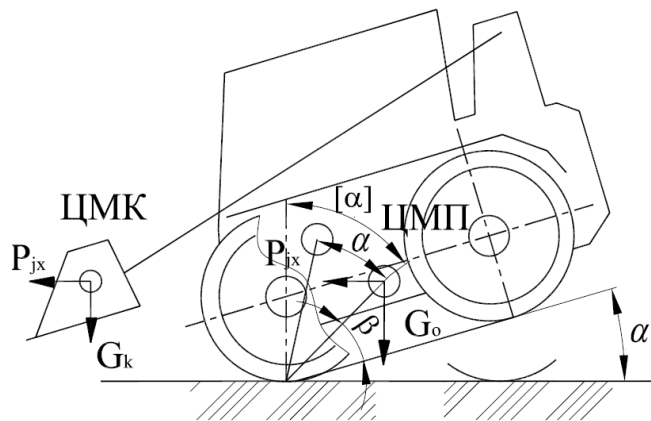


Рис. 3. Схема к оценке устойчивости погрузчика.

основании (9) погрузчик устойчив, если $\alpha < [\alpha]$, и лежит в пределах $0 < \alpha < 17^\circ$ и опрокидывается, когда $\alpha \geq [\alpha]$.

Выводы.

1. На основе решения уравнений движения погрузчика получены значения колебаний и перемещений погрузчика по пяти координатам.

2. При повороте малогабаритного погрузчика процесс его движения носит сложный колебательный характер и сопровождается периодическим отрывом колес от опорной поверхности. Сравнение теоретических и экспериментальных данных составило 11% расхождения результатов.

3. В качестве критерия устойчивости погрузчика при развороте предложено считать угол отклонения его центра масс относительно статического положения. При максимальном вылете ковша с полным грузом его величина не должна превышать 17° .

4. С целью предотвращения самопроизвольной чрезмерной раскачки погрузчика целесообразно предусмотреть блокировку рычагов системы управления тяговыми насосами, которая срабатывает при достижении амплитуд колебания остова машины до значения допустимого угла опрокидывания – 17° .

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 16391-80 Погрузчики строительные одноковшовые фронтальные колесные. Правила приемки и методы испытаний. – М., 1980. 120 с.

2. Проектирование машин для земляных работ, под редакцией А.М. Холодова – Харьков, Вища школа, 1986, 272 с.

3. Назаров Л.В. Повышение динамической устойчивости малогабаритного погрузчика при выполнении поворота / Л.В. Назаров, Л.В. Разарёнов // Труды международной научно-технической конференции «Интерстроймех - 2010». - Белгород: БГТУ. 5-7 октября 2010 г.- С. 65-69.

4. Кириченко І.Г. Наукові основи створення високоефективних землерійних машин / І.Г. Кириченко, Л.В. Назаров [та ін.]. – Харків:ХНАДУ.- 2003. - 588 с.

5. Назаров Л.В. Динамическая устойчивость короткобазового погрузчика с бортовой системой поворота / Л.В. Назаров, Л.В. Разарёнов// Наук. вісн. буд. Зб. наук. пр. – Харків: ХДТУБА – 2009. - Вип.55. – С. 217-224.