

УДК 621.878

Шевченко В. О., Чаплигіна О. М.**ВПЛИВ НЕСТАЛОГО РУХУ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН НА ПОКАЗНИКИ ЯКОСТІ ВИКОНУВАНОЇ РОБОТИ**

Одним з показників курсової стійкості землерийно-транспортних машин (ЗТМ) є параметри, що характеризують якість виконаної роботи. Зокрема, для машин, що виконують будівництво земляних насипів, одним з важливих параметрів є показник курсової стійкості, що характеризує відхилення реальної траєкторії руху робочого органу від запланованої. У випадках, якщо траєкторія руху ЗТМ істотно відхиляється від проектною виникає необхідність виконати додаткові проходи, що неминуче призводить до падіння продуктивності і підвищенню енергоємності технологічного процесу. З огляду на загальну тенденцію розвитку ЗТМ в напрямку глобальної автоматизації виконання технологічних операцій аж до випадку виключення «людини – оператора» з системи управління, питання стабілізації траєкторії руху в умовах складного зовнішнього силового впливу є актуальними. Аналіз особливостей поведінки ЗТМ в процесі виконання технологічних операцій важливий для дослідження розробки алгоритмів, які дозволяють вирішити проблеми управління машиною бортовому комп'ютеру.

Огляд наукових досліджень, присвячених втраті курсової стійкості машин в процесі виконання технологічних операцій, засвідчив, що найбільшу увагу цій проблемі приділяють фахівці транспортного, сільськогосподарського і землерийного машинобудування.

Втрату курсової стійкості транспортних машин (легкових і вантажних автомобілів) в першу чергу пов'язують з явищем відведення колеса, яке викликається його пружною деформацією в поперечному напрямку під час руху машини на повороті. Причиною втрати курсової стійкості є відцентрові сили, що з'являються при криволінійному русі машини [1, 2]. В якості показника, що характеризує даний процес, рекомендується розглядати коефіцієнт відведення колеса.

Як показують дослідження, основними причинами втрати курсової стійкості сільськогосподарських машин є бічні зусилля, які діють на їх робочі органи, деформація шарнірних зчленувань між робочим обладнанням та базовою машиною, а також поперечний ухил опорної поверхні [3]. Як критерій курсової стійкості автори зазвичай використовують допустимий поперечний зсув машини щодо початкової траєкторії [3]. Граничні допустимі значення поперечних зсувів призначаються в залежності від типу виконуваної технологічної операції. Для оцінки зазначених параметрів розглядаються динамічні моделі плоского руху шарнірно-зчленованих систем. Порівняння розрахункової траєкторії руху із заданою дозволяє оцінити поперечний зсув машини і запропонувати заходи, що дозволяють виключити відхилення від заданої траєкторії.

Для ЗТМ основною причиною відхилення від траєкторії руху є особливість формування сумарних сил опору, що діють на робоче обладнання. Тут можна виділити дві характерних ситуації. У ситуації, коли робоче обладнання має можливість позиціонування в просторі, як наприклад, у автогрейдерів, головний вектор зовнішніх опорів може розташовуватися асиметрично щодо поздовжньої вісі машини [4, 5]. Це викликає появу додаткових дестабілізуючих моментів, здатних змістити машину щодо заданої траєкторії руху. В цьому випадку, найчастіше, розглядається ситуація статичного навантаження.

Для ситуації, коли на машині встановлено рухоме робоче обладнання, крім статичних навантажень пропонується враховувати і несталі навантаження [6]. Оцінка параметрів курсової стійкості виконується по залежності (3), а в якості основного параметра, який визначає

розмір стабілізуючого моменту, використовується коефіцієнт зчеплення ходового обладнання з опорною поверхнею.

Всі розглянуті дослідження, як правило, не в повному обсязі враховують особливості навантаження ЗТМ, зокрема автогрейдерів, а, отже, не досить точно визначають значення параметрів, які характеризують процес формування траєкторії руху машини в процесі виконання технологічної операції.

Актуальним є завдання формування динамічної моделі руху автогрейдера, яка дозволить врахувати вплив несталих навантажень на форму траєкторії руху і розробити рекомендації щодо стабілізації показників курсової стійкості.

Мета роботи – розробити математичну модель несталого руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій, що дозволить об'єктивно оцінювати причини відхилення машини від траєкторії руху, яка запланована.

В роботі вирішуються наступні задачі:

- розробка динамічної моделі автогрейдера, яка враховує особливості несталого руху;
- аналіз впливу координати прикладання головного вектора опорів в залежності від виду виконуваної операції;
- визначення коефіцієнтів, які характеризують параметри курсової стійкості для ситуації несталого руху.

Експериментальні дослідження, проведені на науково-дослідній базі кафедри будівельних і дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, дозволили виділити цілий ряд факторів, що впливають на формування траєкторії руху автогрейдера при виконанні технологічних операцій [7, 8, 9]. В першу чергу слід відзначити, що основний вплив на ці процеси надають особливості формування силової картини навантаження машини, а саме:

- координати прикладання головного вектора зовнішніх опорів на робочому органі;
- напрямок головного вектора зовнішніх опорів;
- характер зміни в часі зовнішніх опорів.

Всі перераховані параметри є змінними і залежать від типу виконуваної технологічної операції і геометричних параметрів, що характеризують розташування робочого органу щодо розроблюваного середовища.

При виконанні операцій планування і профілювання опорної поверхні очікувана координата прикладання головного вектора зовнішніх опорів $\sum W$ припадає на середину відвалу (рис. 1, а). У разі виконання операції зарізання ґрунту, точка прикладання $\sum W$ зміщується на край відвалу (рис. 1, б).

Оскільки головний вектор зовнішніх опорів спрямований під кутом до поздовжньої вісі машини, він викликає появу додаткових бічних навантажень W_s , а зміщення координати прикладання головного вектора опорів $\sum W$ щодо поздовжньої вісі – появу додаткових крутих моментів в горизонтальній площині. Обидва ці фактори здатні привести до зміни траєкторії руху машини.

Проведені експериментальні дослідження [7, 8] показали, що в разі розробки ґрунту відповідно до схеми, наведеної на рис. 1, б, ймовірність відхилення реальної траєкторії від запланованої істотно підвищується. Особливо слід відзначити форму траєкторії руху, яка складається з лінійних відрізків. З фізичної точки зору, процес руху автогрейдера відбувається наступним чином. На ділянці траєкторії АВ виконується різання ґрунту і формування з нього призми перед відвалом (рис. 2). Це призводить до зростання значень $\sum W$. У точці А машина зупиняється і одночасно повертається навколо точки стопоріння відвалу, яка збігається з координатою прикладання головного вектора зовнішніх опорів $\sum W$. В процесі повороту автогрейдера обсяг призми ґрунту зменшується, а отже і зменшується значення $\sum W$.

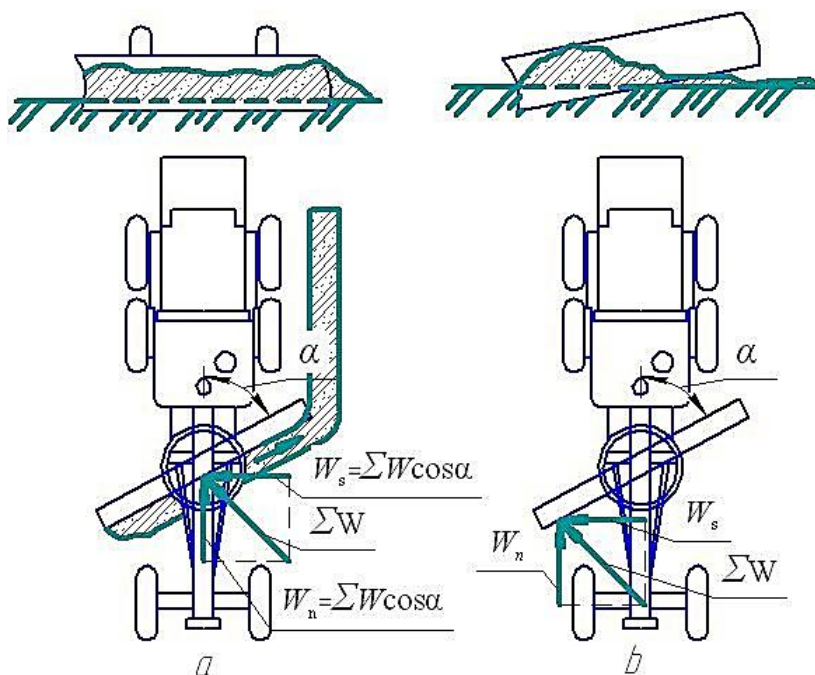


Рис. 1. Координати прикладання головного вектора опорів в залежності від виду виконуваної операції:

а – планування і профілювання опорної поверхні;
б – зарізання ґрунту

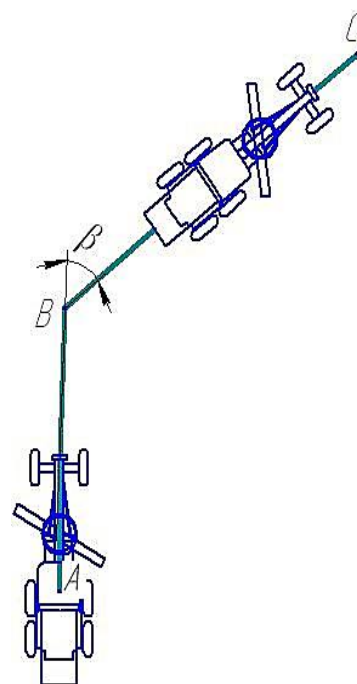


Рис. 2. Траєкторія руху автогрейдера

Поворот машини відбувається за рахунок поперечного ковзання коліс, при цьому реєструється практично 100 % буксування ведучих коліс. Після повороту знову відбувається переміщення автогрейдера по прямолінійній траєкторії. Надалі цей процес може повторюватися.

Оскільки навантаження на робочому обладнанні з боку розроблювального середовища може змінюватися в функції зміщення автогрейдера, для аналітичного дослідження траєкторії його руху необхідно розглядати динамічну модель, що враховує результати проведених експериментальних досліджень.

У процесі складання динамічної моделі були прийняті наступні спрощення:

- розробка ґрунту виконується на горизонтальному майданчику, який не має поздовжніх і поперечних ухилів;
- тягові зусилля розвиваються балансирним візком автогрейдера. При цьому передня вісь є відомою. Аналогічна компоновка характерна для 70 % випущених автогрейдерів;
- ґрунт, що розробляється, однорідний і має властивості ізотропності. Подібне спрощення дозволяє використовувати детерміновані залежності для опису сил опору.

В процесі розробки динамічної моделі автогрейдера автори дійшли висновку, що найбільш об'єктивно процес формування траєкторії руху може бути описано за допомогою двох різних динамічних моделей:

1. На початковому етапі руху автогрейдер можна розглядати як тіло, яке виконує плоский рух по опорній поверхні (рис. 3);

2. В момент стопоріння робочого органу (відвалу) координату прикладання головного вектора зовнішніх опорів можна розглядати як своєрідну точку закріплення. Автогрейдер при цьому виконує обертальний рух навколо цієї точки (рис. 4).

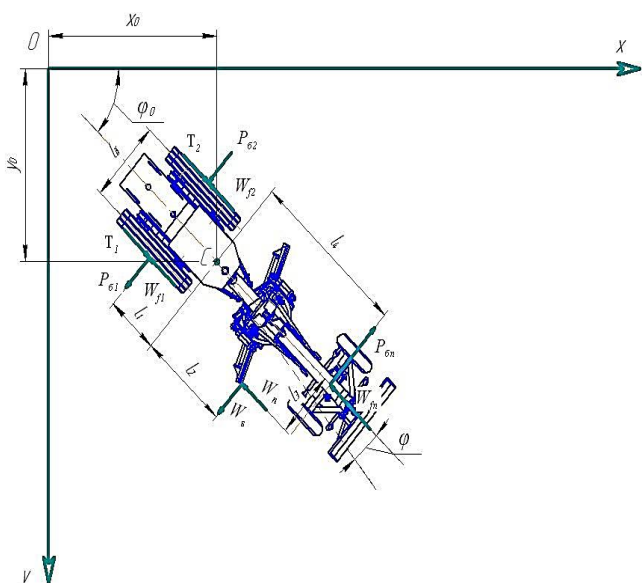


Рис. 3. Розрахункова схема для випадку руху автогрейдера на першому етапі

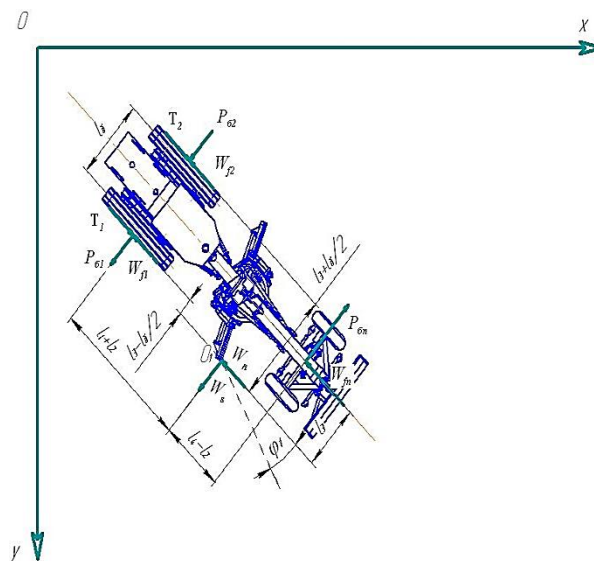


Рис. 4. Розрахункова схема для другого етапу руху автогрейдера (поворот навколо O₁)

Розрахункова схема рис. 3 відповідає плоскому руху автогрейдера. Оскільки всі сили, що діють в системі? є функціями $x, y, \phi, \dot{x}, \dot{y}, \dot{\phi}$, тоді траєкторія руху може бути визначена на основі рівняння Шаля [10, 11]:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c = \sum_{k=1}^n F_{kx}^e \\ m\ddot{y}_c = \sum_{k=1}^n F_{ky}^e \\ m\ddot{\phi}_c = \sum_{k=1}^m m_c(F_{kx}^e) \end{cases}, \quad (1)$$

де m – маса автогрейдера;

y_c – момент інерції автогрейдера щодо вісі, що проходить через його центр мас С;

$\sum_{k=1}^n F_{kx}^e$ – сума проєкцій всіх зовнішніх сил на вісь Oх;

$\sum_{k=1}^n F_{ky}^e$ – сума проєкцій всіх зовнішніх сил на вісь Oу;

$\sum_{k=1}^m m_c(F_{kx}^e)$ – сума моментів всіх зовнішніх сил щодо точки С.

Таким чином, для опису траєкторії руху використовується три узагальнені координати: зсув уздовж вісей x, y і поворот ϕ навколо центру мас тіла.

Для автогрейдера отримуємо наступну систему диференціальних рівнянь другого ступеня:

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

де T_1, T_2 – тягові зусилля, які розвивають правий і лівий борти;

W_{f1}, W_{f2} – сили опору перекочування коліс правого і лівого балансира;

W_{fn} – сила опору перекочуванню коліс переднього моста;

$P_{\delta 1}, P_{\delta 2}, P_{\delta n}$ – відповідно сили опору бічному ковзанню коліс правого і лівого балансірів, а також переднього моста;

φ_0 – початковий кут поздовжньої вісі автогрейдера.

На другому етапі руху, в момент зриву автогрейдера в режим 100 % буксування може початися поворот машини щодо точки блокування відвалу O_1 . Рівняння руху в цьому випадку відповідає рівнянню:

$$I_{O_1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = \sum_{k=1}^m m_{O_1} (F_k^e). \quad (3)$$

Або після перетворень:

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

Перехід від системи рівнянь (2) до залежності (4) відбувається в разі, коли сумарне зусилля тяги $\sum T = T_1 + T_2$ стане дорівнювати зусиллю тяги за умовами зчеплення колісного рушія з опорною поверхнею.

Кожне з зусиль входить до складу рівнянь (2) і (4) залежить або від переміщення, або від швидкості, або від прискорення автогрейдера [12]. В процесі переміщення машини всі ці параметри будуть змінюватися. В межах розв'язуваної нами проблеми актуальною залишається оцінка можливості відхилення реальної траєкторії руху автогрейдера від планованої.

Аналіз складених динамічних моделей дозволяє записати умови втрати курсової стійкості автогрейдера:

на першому етапі руху

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

на другому етапі руху

$$k_2 = \frac{(P_{\delta 1} + P_{\delta 2}) \cdot (l_1 + l_2) + W_{f1} \cdot (l_3 - \frac{l_6}{2}) + W_{f2} \cdot (l_3 + \frac{l_6}{2}) + P_{\delta n} \cdot (l_4 - l_2) + W_{fn} \cdot l_3}{\left[I_c + m \cdot (\frac{e}{4} + l_2^2) \right] \cdot \ddot{\varphi}_1 + T_1 \cdot (l_3 - \frac{l_6}{2}) + T_2 \cdot (l_3 + \frac{l_6}{2})} \leq 1. \quad (6)$$

Оскільки значення коефіцієнтів змінюються в процесі виконання автогрейдером технологічної операції виконувати їх перерахунок необхідно на протязі всього часу роботи.

ВИСНОВКИ

Під час виконання технологічних операцій траєкторія руху автогрейдера математично може бути описана за допомогою двох динамічних моделей: плоского руху машини в площині опорної поверхні і обертального руху відносно точки блокування відвалу.

Розрахунок числових значень коефіцієнтів стійкості руху k_1 і k_2 дозволяє на основі аналітичних розрахунків визначити, чи відбудеться відхилення реальної траєкторії руху автогрейдера від запланованої.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.
2. Литвинов А. С. Автомобиль : Теория эксплуатационных свойств : учебник для вузов / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Артемов Н. П. Повышение устойчивости движения пихотного 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.
4. Севров К. П. Автогрейдеры. Конструкции, теория, расчет / К. П. Севров, Б. В. Горячко, А. А. Покровский. – М. : Машиностроение, 1970. – С. 95–121.
5. Дорожные машины. Машины для земляных работ / [Алексеева Т. В., Артемьев К. А., Бромберг А. А. и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 504 с.
6. Коваль А. Б. Визначення умов забезпечення курсової стійкості універсальних землерийних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Машины для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт» / А. Б. Коваль. – Дніпропетровськ, 2014. – 21 с.
7. Чаплыгина А. М. Экспериментальная оценка показателей курсовой устойчивости автогрейдера / А. М. Чаплыгина // Вестник НУВГП. – Рівне : Изд-во НУВГП, 2015. – № 2(70). – С. 342–353.
8. Chaplygina O. Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability / O. Chaplygina, V. Shevchenko, Zh. Beztseynaya // Machines, Technologies, Materials : INTERNATIONAL JOURNAL, issue 12/2015, ISSN 1313-0226 – Sofia, Bulgaria : Publisher scientific technical union of mechanical engineering. – 2015. – P. 78–83.
9. 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. Beztseynaya // VIII International Conference. Heavy Machinery-HM 2014 Proceedings – Zlatibor, 2014. – С. 59–67.
10. Курс теоретической механики. Том 2. Динамика (2-е издание) / [Бутенин Н. В., Луниц Я. Л., Меркин Д. Р.]. – М. : Наука. Физматлит, 1979. – 544 с.
11. Бать М. И. Теоретическая механика в примерах и задачах: в 3 т. / М. И. Бать, Г. Ю. Джанелидзе, А. С. Кельзон. – 9 изд. – М. : Наука, 1990. – 1309 с.
12. Shevchenko V. The analitical research of the process of forming the motor-grader motion path at implementation of working operations / V. Shevchenko, A. Chaplygina, Zh. Beztseynaya // 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.

Стаття надійшла до редакції 11.05.2018 р.