

УДК 681.532:69.002.5

DOI: 10.15276/pidtt.2.66.2021.02

<sup>1</sup>Кириченко І. Г., <sup>1</sup>Резніков О. О., <sup>1</sup>Розенфельд М. В., <sup>1</sup>Момотов А. В.,

<sup>2</sup>Шаламов М. А., <sup>2</sup>Кохан І. Р.

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет,

<sup>2</sup>Харківський державний автомобільно-дорожній коледж

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ З РОБОЧИМИ ПЛАТФОРМАМИ В ТРАНСПОРТНОМУ ПОЛОЖЕННІ

***Анотація.** Розроблено метод визначення стійкості мобільних підйомників з робочими платформами під час аварійної зупинки у транспортному положенні. У розглянутій двовимірній моделі підйомника прийняті такі припущення: підйомник є жорсткою незмінною конструкцією, зв'язок миттєво накладено в точці, що знаходиться на осі перекидання. В результаті моделювання отримані залежності зміни максимального кута нахилу мобільного підйомника з робочою платформою (МПП) та залежність зміни куткової швидкості щодо осі перекидання машини, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із заздалегідь заданою швидкістю.*

***Ключові слова:** мобільний підйомник, стійкість, транспортне положення, моделювання, швидкість.*

### **Постановка проблеми.**

Мобільні підйомники з робочими платформами - це машини стрілового компонування з робочим органом, винесеним за базу машини. Конструкція підйомника повинна забезпечувати безпечну експлуатацію, монтаж (демонтаж) та технічне обслуговування.

Тенденції розвитку сучасних підйомників вказують на те, що велика кількість виробників відмовляються від класичної конструкції машин та переходять на випуск мобільних підйомників, конструкція яких не передбачає аутригерів та кабіни з органами керування (рис. 1). При цьому керування машиною здійснюється безпосередньо з робочої платформи як у робочому так і у транспортному режимах. Відповідно для цих машин важливим є питання стійкості як у робочому положенні так і в транспортному.

Питанню дослідження стійкості підйомно-транспортних машин присвячено безліч робіт, переважна більшість яких спрямована на розгляд стійкості кранового обладнання. Аналіз причин аварій будівельних кранів детально проведено у роботах [1-3], питання

взаємодії опорних пристроїв самохідних кранів з опорними поверхнями висвітлено в роботах [4-5]. У роботах [6-7] наведено основи моделювання режимів навантаження та забезпечення стійкості будівельних стрілових кранів.



Рисунок 1 – Мобільний підйомник з органами керування в робочій платформі.

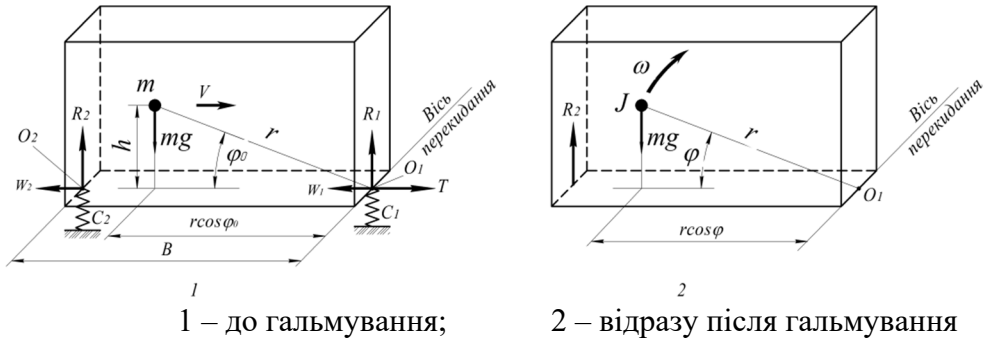
Одним із факторів, що створює перекидний момент і впливає на стійкість автогідропідйомника, є інерційні навантаження при рушанні з місця та при гальмуванні машини. У нормативній літературі [8], у навчальній літературі [9,10] розглядається випадок плавного торкання з місця та плавного гальмування, коли всі точки маси мають те саме прискорення. Передбачається, що інерційна сила та гальмівне зусилля прикладені до центру мас машини.

**Мета роботи.** Дослідити тимчасові залежності зміни максимального кута нахилу та зміни кутової швидкості мобільного підйомника, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із заздалегідь заданою швидкістю.

**Виклад основного матеріалу.** Фактично гальмівне зусилля виникає в місці контакту коліс машини з опорною поверхнею. При різкому гальмуванні, яке не можна виключати, зусилля гальма виникає дуже швидко, фактично миттєво. При цьому на колеса накладається зв'язок із опорною поверхнею. Поступальний рух машини миттєво перетворюється на поворот щодо точки контакту передніх коліс з опорною поверхнею. За певних значень параметрів підйомника та його швидкості підйомник може повернутися на такий кут, що центр мас

перейде через вертикальну площину, що проходить через вісь перекидання. Відбудеться аварія.

У цій роботі розглядається випадок раптової зупинки МПРП, що рухається горизонтальною поверхнею зі швидкістю  $V$ . Відповідно до розробленої двовимірної моделі підйомника (рис.2).



1 – до гальмування; 2 – відразу після гальмування  
 Рисунок 2 – Динамічна модель підйомника при раптовому гальмуванні

Машина має масу  $m$ , власний момент інерції  $J_0$ , початкове положення центру мас задано відстанню  $r$  до осі перекидання та кутом  $\varphi_0$ .

Сили, що діють на підйомник перед гальмуванням:

$mg$  – вага машини;

$R_1$  – реакція ґрунту на передню вісь машини;

$R_2$  – реакції ґрунту на задню вісь машини;

$C_1$  та  $C_2$  – жорсткості пневматичних коліс передньої та задньої осі підйомника;

$W_1$  та  $W_2$  – опір коченню коліс передньої та задньої осі;

$T$  – тягове зусилля.

$$R_1 = mg \frac{B - r \cos \varphi_0}{B}. \quad (1)$$

$$R_2 = mg \frac{r \cos \varphi_0}{B}; \quad (2)$$

Робляться такі припущення: підйомник є жорсткою незмінною конструкцією, зв'язок миттєво накладено в точці  $O_1$ , що знаходиться на осі перекидання. Для розв'язання задачі використовується закон збереження моменту кількості руху [11].

Момент кількості руху  $L_1$  перед гальмуванням щодо осі перекидання

$$L_1 = mVr \sin \varphi_0. \quad (3)$$

де  $\varphi_0$  – значення кута  $\varphi$  в момент гальмування.

Відразу після накладання зв'язку вираз для моменту кількості руху матиме вигляд

$$L_2 = J\omega, \quad (4)$$

де  $J = J_0 + mr^2$  – момент інерції підйомника щодо осі перекидання;

$J_0$  - власний момент інерції підйомника.

Відповідно до закону збереження моменту кількості руху  $L_1 = L_2$ , з чого випливає, що відразу після гальмування кутова швидкість повороту машини щодо осі перекидання складе

$$\omega_0 = \frac{mVr \sin \varphi_0}{J}. \quad (5)$$

Оскільки вважаємо, що гальмування відбувається миттєво, деформація коліс не встигає відбутися, тобто реакції в шинах залишаються незмінними. Сума моментів сили ваги та реакцій у шинах залишається рівною нулю. Сили гальмування діють у площині дороги, тобто проходять через вісь перекидання та моменту щодо цієї осі не дають.

З моменту гальмування підйомник починає повертатися щодо осі перекидання, задня вісь розвантажується, пружні деформації задніх коліс і реакція  $R_2$  зменшуються. Рух може відбуватися за трьома варіантами: 1) поворот підйомника припиняється перш ніж розвантажиться задня вісь; 2) задня вісь підйомника розвантажиться, а поворот підйомника продовжуватиметься, але центр мас машини в крайньому верхньому положенні ще не опинився над точкою  $O_1$ ; 3) центр мас перейшов за точку  $O_1$ . Третій варіант відповідає втраті стійкості.

Рух машини на першому етапі описуватиметься рівнянням

$$J\ddot{\varphi} = -mgr \cos \varphi + R_2 B \cos(\varphi - \varphi_0), \quad (6)$$

Реакція поверхні  $R_2$  на задню вісь дорівнює силі пружності, що виникає в пневматичних шинах задньої осі. Ця сила змінюватиметься від величини  $R_2$  до нуля з поворотом всієї машини. Нульове значення сила  $R_2$  досягне за вертикального переміщення задньої осі машини на величину статичної деформації шин.

Передбачається, що пневматичні колеса підйомника мають лінійну пружну характеристику.

При жорсткості шин задньої осі, що дорівнює  $C_2$ , максимальна статична деформація шин задньої осі складе

$$\Delta_2 = \frac{mgr}{C_2} \cos \varphi_0. \quad (7)$$

Таким чином, рішення рівняння (6) розпадається на два етапи: від початкового значення  $\varphi = \varphi_0$  до значення  $\varphi = \varphi_1$ , при якому  $B(\varphi_1 - \varphi_0) \leq \Delta_2$ , тобто коли вертикальне переміщення задньої осі входе у величину статичної деформації шин.

Максимальна статична реакція ґрунту на задню вісь підйомника

$$R_{2\max} = \frac{mgr \cos \varphi_0}{B}, \quad (8)$$

Цьому зусиллю відповідає максимальна статична деформація задніх шин

$$\Delta_{\max} = \frac{R_{2\max}}{C} = \frac{mgr \cos \varphi_0}{BC}. \quad (9)$$

З іншого боку, переміщення задньої осі

$$\Delta = B \sin(\varphi - \varphi_0). \quad (10)$$

За деяких значень  $\varphi = \varphi_1$  значення  $\Delta_{\max}$  і  $\Delta$  зрівнюються, тобто

$$\frac{mgr \cos \varphi_0}{BC} = B \sin(\varphi_1 - \varphi_0). \quad (11)$$

Кут  $\varphi_1$ , при якому задні колеса відірвуться від опорної поверхні,

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{mgr \cos \varphi_0}{B^2 C} + \varphi_0. \quad (12)$$

Рух підйомника після гальмування до моменту відриву задніх коліс від дорожньої поверхні описується рівнянням

$$J\ddot{\varphi} = -mgr \cos \varphi + R_2 B \cos(\varphi - \varphi_0), \quad (13)$$

Початковими умовами для цього рівняння будуть  $t = 0$ ,  $\varphi = \varphi_0$ ,  $\dot{\varphi} = \omega_0$ .

У певний момент  $t = t_1$  кут  $\varphi$  досягне значення  $\varphi_1$ , реакція  $R_2$  стане рівною нулю, і подальший рух підйомника описуватиметься рівнянням

$$J\ddot{\varphi} = -mgr \cos \varphi. \quad (14)$$

З початковими умовами  $t = t_1$ ,  $\varphi = \varphi_1$  и  $\dot{\varphi} = \dot{\omega}_1$ .

Якщо припустити, що величина статичної деформації шин задньої осі незначні і що кут  $\varphi = \varphi_1$  досягається майже миттєво, можна відразу вирішувати отримані рівняння.

Після множення обох частин рівняння на  $d\varphi$  та інтегрування отримуємо

$$\frac{1}{2} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = -A \sin \varphi + C_1. \quad (15)$$

Постійне інтегрування знаходиться за початковими умовами:

$$\text{при } t = 0 \quad \varphi = \varphi_0, \quad \frac{d\varphi}{dt} = \omega_0.$$

$$(\omega_0)^2 = -2A \sin \varphi_0 + C_1.$$

$$C_1 = (\omega_0)^2 + 2A \sin \varphi_0. \quad (16)$$

Після підстановки значення постійної  $C_1$  у вираз (15) отримуємо рівняння

$$\left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = -2A \sin \varphi + \omega_0^2 + 2A \sin \varphi_0.$$

$$\left( \frac{d\varphi}{dt} \right) = \sqrt{2A(\sin \varphi_0 - \sin \varphi) + \omega_0^2}. \quad (17)$$

Визначивши  $F = \sqrt{2 \frac{mgr}{J}}$  та  $K = \sin \varphi_0 + \frac{J\omega_0^2}{2mgr}$ , отримаємо вираз

$$\frac{d\varphi}{dt} = F \sqrt{K - \sin \varphi}. \quad (18)$$

Рішення за допомогою пакета символної математики WolframAlfa має вигляд

$$B \int \sqrt{D - \sin \varphi} d\varphi = - \frac{2B \sqrt{D - \sin \varphi} E \left( \frac{1}{4} (\pi - 2\varphi) \mid - \frac{2}{D-1} \right)}{\sqrt{\frac{D - \sin \varphi}{D-1}}} + Const. \quad (19)$$

де  $E(\varphi|m)$  – еліптичний інтеграл другого роду із параметром  $m = k_2$ .

Еліптичний інтеграл може бути формально виражений в елементарних функціях. Є таблиці значень еліптичних інтегралів, наприклад [12].

У такому випадку ставиться завдання визначення стійкості підйомника за різкого гальмування. Завдання точного визначення положення машини в кожний момент часу не ставиться. Для стійкості підйомника необхідно, щоб кут  $\varphi$  не перевищив значення  $\pi/2$  (тобто машина не дійшла до положення, за якого центр мас знаходиться над віссю перекидання, що є необхідною умовою). Окрім того, в момент, коли центр мас підніметься на максимальну висоту, має задовольнятися умова стійкості

$$K_{уст} = \frac{M_{вост}}{M_{опр}}. \quad (20)$$

Домагатися точного рішення доцільно, якщо відомі точні значення коефіцієнтів, що входять у рівняння: маси машини, її моменту інерції, положення центру мас. Фактично ці величини визначені з деякою похибкою, особливо момент інерції. Крім того, неможливо миттєво загальмувати машину. За цих причин чисельне інтегрування рівняння руху не збільшить похибки результату.

Надалі рівняння диференціального руху підйомника (6) вирішувалося чисельним методом Рунге-Кутти з адаптованим кроком  $Rk_{adapt}$ . При параметрах підйомника  $m = 8000$  кг,  $r = 2$  м,  $V_0 = 0,8$  м/с,  $J = 6000$  кг·м<sup>2</sup>,  $\varphi_0 = 60^\circ$ .

Для вирішення поставленого завдання використовувався пакет MathCAD.

У результаті моделювання отримані часові залежності зміни максимального кута нахилу  $\varphi_{max}$  машини (рис. 3) та залежність зміни кутової швидкості щодо осі перекидання мобільного підйомника (рис. 4), який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із задалегідь заданою швидкістю.

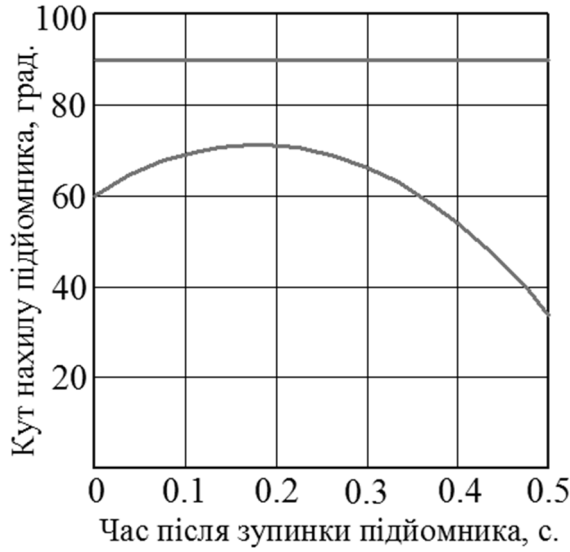


Рисунок 3 – Залежність зміни максимального кута нахилу  $\varphi_{max}$  мобільного підйомника, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із задалегідь заданою швидкістю

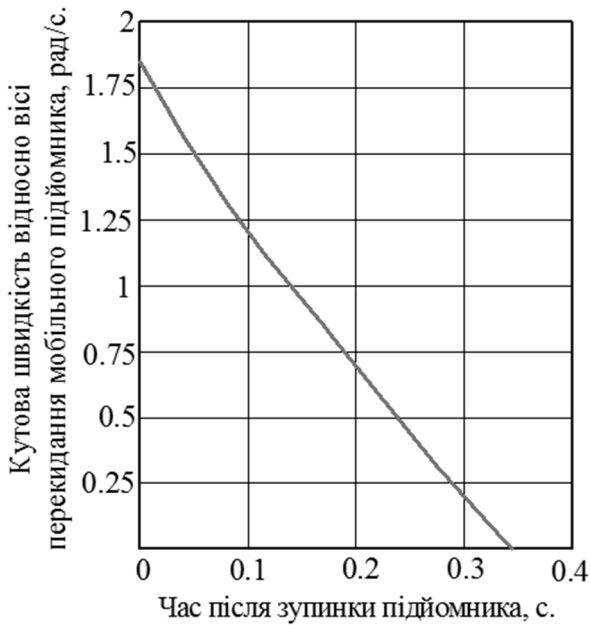


Рисунок 4 – Залежність зміни кутової швидкості щодо осі перекидання мобільного підйомника, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із задалегідь заданою швидкістю

**Висновки.** В результаті моделювання отримані залежності зміни максимального кута нахилу МПРП та залежність зміни кутової швидкості щодо осі перекидання мобільного підйомника, який до раптової зупинки рівномірно рухається горизонтальною поверхнею із заздалегідь заданою швидкістю. Аналіз отриманих залежностей вказує, що кутова швидкість щодо осі перекидання МПРП із зазначеними параметрами наближається до 0 за 0,32 с, при цьому слід відзначити зростання максимального кута нахилу мобільного підйомника з 60° до 72° за 0,2 з моменту стопоріння машини.

Стійкість підйомника, що розглядається, забезпечена, оскільки кут максимального нахилу МПРП не перевищив значення  $\pi/2$  (тобто машина не дійшла до такого положення, за якого центр мас знаходиться над віссю перекидання).

### Список використаної літератури

1. Михеев, В.А. Анализ причин аварий башенного строительного крана БК-1000 / В.А. Михеев, В.Т. Власов // Захист металургійних машин від поломок: зб. Наукових праць / ПДТУ. – Маріуполь, 2008. – Вип. 10 – С.211-214
2. Аналіз причини падіння баштового крану КБ-674А / М.П. Колісник, Г.В. Заєць, А.Л. Червоноштан, Д.В. Калашник // Строительство, материаловедение, машиностроение. – 2016. – Вип. 88. – С. 185-193.
3. Арискин, М.В. Анализ причин падения башенного крана на основе построения модели в SCAD 11.5 / М.В. Арискин, И.Н. Гарькин // Фундаментальные исследования. Научно-технічний та виробничий журнал. – 2016. – Вип. №10 (2). – С. 52-57.
4. Анализ работы и способов обеспечения устойчивости стреловых самоходных кранов на слабонесущих грунтах / П.А. Григорьев, В.В. Крылов, М.В. Горелова, Л.А. Сладкова // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства. Материалы международной научно-технической конференции. – 2019. – С. 55-60.
5. Єрмакова С.О. Основні шляхи підвищення безпеки і надійності експлуатації стрілових кранів / С.О. Єрмакова, В.Г. Крупко // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2014. – Вип. 65-66. – С. 189 – 192.
6. Розрахунки будівельних стрілових кранів : навчальний посібник. / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, С.В. Ракша, В.В. Мелашич. – Дніпропетровськ: Пороги, 2015. – 816 с.
7. Основы модернизации строительных машин / И.И. Назаренко, В.А. Пенчук, В.И. Сердюк, Л.А. Хмара. – К.: «МП Леся», 2003. – 14 с.

8. Атлас грузоподъемных машин и машин непрерывного транспорта. Под ред. М.П. Александрова и Д.Н. Решетова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1987. - 122 с.

9. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. - М.: Машиностроение, 1989. - 536 с.

10. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / [Иванченко Ф.К. и др.]. - Киев, Вища школа, 1988. - 422 с.

11. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин // Динамика, Т. II. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. - 544 с.

12. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. - М.: Наука, 1970. - 720 с.

## METHOD TO DETERMINE STABILITY OF MOBILE ELEVATING WORK PLATFORMS IN TRANSPORT MODE

Kyrychenko I. G., Reznikov O. O., Rosenfeld M. V., Momotov A. V., Shalamov M. A., Kokhan I. R.

**Abstract.** Mobile elevating work platforms are boom-type machines with a working body attached to the base of the machine. The design of the elevator must ensure safe operation, assembly (disassembly) and maintenance. Accordingly, for these machines, the issue of stability is important both in the working position and in the transport position. In this work, a method has been developed to determine the stability of mobile elevating work platforms for an emergency stop in the transport position. In the developed two-dimensional model of the elevator, the following assumptions are made: the elevator is a rigid unchangeable structure, the connection is instantly imposed at a point located on the tipping axis. As a result of the simulation, the following dependences were obtained: the time dependences of the change in the maximum inclination angle of the MEWP and the dependence of the change in the angular speed relative to the tipping axis of the mobile elevator, which until a sudden stop moves uniformly along the horizontal surface at a predetermined speed. The analysis of the obtained dependences indicates that the angular speed relative to the tipping axis of the machine with the indicated parameters approaches 0 in 0.32s, while it should be noted that the maximum inclination angle of the machine increases from 60° to 72° in 0.2s from the moment the machine was stopped. The stability of the elevator under consideration is ensured since the angle of the maximum inclination of the MEWP did not exceed the value of  $\pi/2$  (i.e., the machine did not reach such a position where the center of mass is above the tipping axis).

**Keywords:** mobile elevator, stability, transport position, modelling, speed.