

Ю. Р. ЛУСТА

аспірант кафедри лісових машин
Національний лісотехнічний університет України
ORCID: 0000-0001-8832-8710

О. С. МАЧУГА

доктор технічних наук, професор,
професор кафедри лісових машин
Національний лісотехнічний університет України
ORCID: 0000-0002-9151-8854

ВИЗНАЧЕННЯ МЕЖ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛІСОВОЇ МАШИНИ З АСИМЕТРИЧНО РОЗМІЩЕНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ НА ТЕРИТОРІЇ З УХИЛОМ

Розглянено особливості експлуатації лісових машин на ділянках зі складним рельєфом. Найбільший вплив на виникнення аварійних ситуацій у лісі мають ухил місцевості та нерівності опорної поверхні. Основна увага приділяється проблемам втрати стійкості лісових машин на схилах через асиметричне розміщення начіпного обладнання, такого як маніпулятори та телескопічні стріли. Досліджено основні чинники, що впливають на стійкість, такі як ухил поверхні, асиметричні навантаження від робочих органів машини. Запропоновано аналітичну модель для визначення меж безпечної експлуатації, яка включає застосування принципу суперпозиції сил. Цей принцип дозволяє досліджувати стійкість тривісного харвестера під час виконання ним технологічних операцій на похилій опорній поверхні. Запропоновано три варіанти розкриття статичної невизначеності збудованої системи сил.

Розроблена методика дозволяє розрахувати граничну вагу стовбура деревини, яку може безпечно обробляти машина, а також визначити безпечні параметри вильоту стріли маніпулятора в залежності від кута повороту стріли маніпулятора, ваги деревини та ухилу місцевості. Окрім цього, збудовано діаграми, що надають візуальне уявлення про допустимі умови експлуатації лісових машин, що можуть бути використані під час планування робіт і знизити ризик аварійних ситуацій, пов'язаних із перекиданням.

Продемонстровано, що правильне розміщення машини відносно вантажу та врахування розподілу ваги можуть суттєво підвищити безпеку робіт, що сприятиме зростанню продуктивності в умовах нерівної місцевості.

Отримані результати можуть бути використані не лише для підвищення безпеки експлуатації лісових машин, але й в подальшому для автоматизації їхньої роботи, зменшення навантаження на оператора та підвищення ефективності роботи лісової машини в умовах складного рельєфу.

Ключові слова: лісова машина, суперпозиція сил, асиметричне навантаження, ухил місцевості, втрата стійкості.

YU. R. LUSTA

Postgraduate Student at the Department of Forest Machines
National Forestry University of Ukraine
ORCID: 0000-0001-8832-8710

O. S. MACHUHA

Doctor of Technical Sciences, Professor,
Professor at the Department of Forest Machines
National Forestry University of Ukraine
ORCID: 0000-0002-9151-8854

DETERMINATION OF SAFE OPERATION LIMITS FOR A FOREST MACHINE WITH ASYMMETRIC POSITIONING OF THE WORKING TOOL ON SLOPED TERRAIN

The features of operating forest machines on terrains with complex relief are considered. The greatest impact on the occurrence of emergency situations in the forest is due to the slope of the terrain and unevenness of the support surface. The main focus is on the problems of loss of stability of forest machines on slopes due to the asymmetric placement of mounted equipment, such as manipulators and telescopic booms. The main factors affecting stability, such as surface slope and asymmetric loads from the machine's working units, are investigated. An analytical model is proposed to

determine the boundaries of safe operation, which includes the application of the superposition principle of forces. This principle allows studying the stability of a three-axle harvester during its technological operations on an inclined support surface. Three options for resolving the static indeterminacy of the constructed force system are proposed.

The developed methodology allows calculating the maximum weight of a tree trunk that can be safely processed by the machine, as well as determining the safe parameters for the manipulator boom's reach, depending on the angle of the manipulator's rotation, the weight of the wood, and the terrain's slope. Additionally, diagrams are constructed to provide a visual representation of permissible operating conditions for forest machines, which can be used during work planning to reduce the risk of accidents related to overturning.

It is demonstrated that the correct placement of the machine relative to the load and consideration of weight distribution can significantly enhance work safety, contributing to increased productivity in uneven terrain conditions.

The obtained results can be used not only to improve the safety of forest machine operations but also in the future for automating their work, reducing operator workload, and increasing the efficiency of forest machine operations in difficult terrain conditions.

Key words: forest machine, force superposition, asymmetric load, terrain slope, stability loss.

Постановка проблеми

Експлуатація лісових машин на територіях зі складним рельєфом, зокрема на ділянках з ухилом більше 30% [5], створює ризики виникнення аварійних ситуацій через втрату стійкості машин. Основними причинами таких інцидентів є асиметричне розміщення робочого обладнання, маніпуляторів і телескопічних стріл, а також нерівності опорної поверхні. Неврахування цих факторів може призвести до перекидання машин та неефективної роботи. В умовах сучасних вимог щодо продуктивності, важливою стає розробка математичних моделей, які дозволять прогнозувати безпечні межі експлуатації та оптимізувати роботу техніки на похилій місцевості. Тому актуальним є дослідження стабільності лісових машин і розробка методик для підвищення їх безпеки та ефективності.

Формування мети дослідження

Метою даної роботи є визначення меж безпечної експлуатації лісової машини з асиметричним розміщенням робочого органу на території з ухилом. Для досягнення мети в роботі вирішуються такі завдання:

1. Аналіз чинників, що впливають на стійкість лісової машини під час роботи на ухилах, та систематизація існуючих методів для дослідження стійкості.
2. Розробка математичної моделі, яка враховує основні аспекти експлуатації лісової машини на похилій поверхні, зокрема вплив асиметричного навантаження та різних конфігурацій робочого органу.
3. Створення діаграм, що демонструють допустимі умови експлуатації, та визначення критичних параметрів, що впливають на стійкість машини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Останні дослідження в галузі експлуатації лісових машин, починаючи з 70-х років минулого століття, демонструють прогрес у впровадженні спеціалізованих машин для заготівлі деревини. Перші прототипи представляли собою трактори чи вантажні автомобілі з начіпним обладнанням, здатні зрізувати деревину [1]. З розвитком технологій машини стали виконувати складніші операції, включаючи зрізання гілок і розділення стовбура на сортименти, але їх застосування було можливе лише за сприятливих умов опорної поверхні [2].

Завдяки технічному прогресу сучасні лісові машини можуть працювати на складних ділянках із значним ухилом, що підвищує продуктивність. Однак, робота в складних умовах збільшує ризик аварій, зокрема через можливість втрати стійкості та перекидання машин. Транспортні засоби з високим центром ваги та асиметричним розміщенням обладнання особливо схильні до таких ризиків [3, 4]. Стан опорної поверхні, особливо ухил понад 30% і нерівності, мають найбільший вплив на стійкість лісових машин [5].

Для покращення безпеки експлуатації дослідники пропонують різні підходи. Аналітичний підхід включає математичне моделювання транспортного засобу з урахуванням теоретичної механіки, що дозволяє отримати статичні умови рівноваги [7]. Експериментальні методи використовують спеціалізоване обладнання для перевірки параметрів машин у реальних умовах [8]. Комбінування обох підходів забезпечує достовірні результати та сприяє розробці методик прогнозування аварійних ситуацій, що допоможе запобігати небезпечним випадкам і покращувати планування робіт [9, 10].

Викладення основного матеріалу дослідження

Одним з методів аналітичних досліджень є використання принципу суперпозиції сил. Даний принцип полягає в декомпозиції зовнішніх навантажень з подальшим інтегральним визначенням сумарної поведінки складників механічної системи, зокрема – системи «лісова машина – поверхня руху – предмет обробітку». Такий підхід охоплює як статичні, так і динамічні (нестационарні) чинники, що виникають під час виконання технологічних операцій. Принцип суперпозиції сил базується на припущенні, що дію усіх навантажень можна розглядати незалежними між собою. Для зручності досліджень зовнішні навантаження можна розділити на такі групи [11]:

- Навантаження від ваги усіх елементів транспортного засобу в транспортному (складеному) положенні;

- Асиметричне навантаження під час виконання технологічних операцій;
- Нестаціонарне чи імпульсне навантаження;

Для загального випадку дію зовнішніх навантажень можна записати як суму окремих груп навантажень

$$\sum F = \sum F_i^G + \sum F_i^A + \sum F_i^N, \tag{1}$$

де $\sum F_i^G$ – Навантаження від ваги усіх елементів транспортного засобу в транспортному, $\sum F_i^A$ – сума сил асиметричного навантаження, $\sum F_i^N$ – сума сил нестаціонарної взаємодії окремих складників системи під дією нестаціонарних навантажень в процесі виконання технологічних операцій.

Будування математичної моделі системи «лісова машина – поверхня руху – предмет обробітку» продемонстровано на прикладі тривісного харвестера з робочим органом – стрілою, який виконує технологічні процеси на похилій опорній поверхні з природнім покриттям. Дану модель можна застосовувати для усіх типів транспортних засобів, що використовують робочий орган стрілу, розміщену асиметрично відносно руху машини.

Розглянемо тривісний харвестер (рис. 1), що виконує технологічні процеси на площині Ox_1y_2 вісь руху харвестера Oy_2 .

Систему координат $Ox_1y_1z_1$ можна утворити шляхом повороту системи координат $Oxyz$ навколо осі Ox на кут α , для утворення системи координат $Ox_2y_2z_2$ слід систему $Ox_1y_1z_1$ повернути навколо Oz_1 на кут β . Під час виконання технологічних операцій стріла маніпулятора може виконувати обертання навколо осі кріплення. Кут повороту стріли маніпулятора відносно напрямку руху – γ .

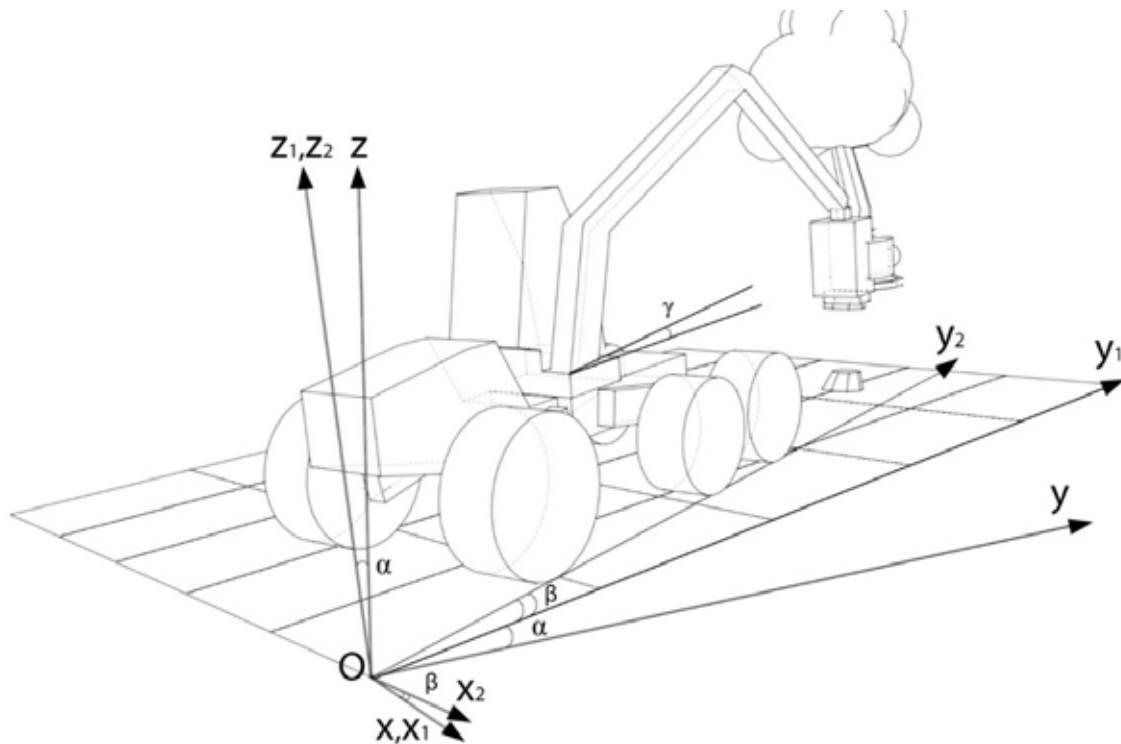


Рис. 1. Модель тривісного харвестера, що виконує рубку лісу на опорній поверхні під ухилом

Для спрощення подальших розрахунків доцільно зробити геометричне будування (рис. 2). На вісь Ox опустимо перпендикуляр від осі Oy_2 . Точка перетину перпендикуляра з віссю Ox – A , точка перетину перпендикуляра з віссю Oy_2 – H . З точки A проведено перпендикуляр до осі Oy_2 , точка перетину з віссю – B . З точки B опущено перпендикуляр до площини Oxy , точка перетину з площиною – L . Вектор центру маси харвестера перпендикулярний до відрізка OL . Кут між відрізком AH та площиною Oxy – ζ . Кут між відрізком OB та площиною Oxy – θ .

У точці контакту колеса та опорної поверхні прийнято прикладати реакцію опорної поверхні, яку можна розкласти на три частини:

- Нормальна реакція опорної поверхні – це сила, яка діє перпендикулярно до опорної поверхні руху.
- Нормальна реакція виникає як відповідь на силу, з якою тіло діє на опорну поверхню, згідно із законом взаємодії (третьім законом Ньютона).

- Тангенціальна реакція опорної поверхні – це сила, що діє вздовж площини руху. Вона виникає як опір ковзанню тіла по поверхні.

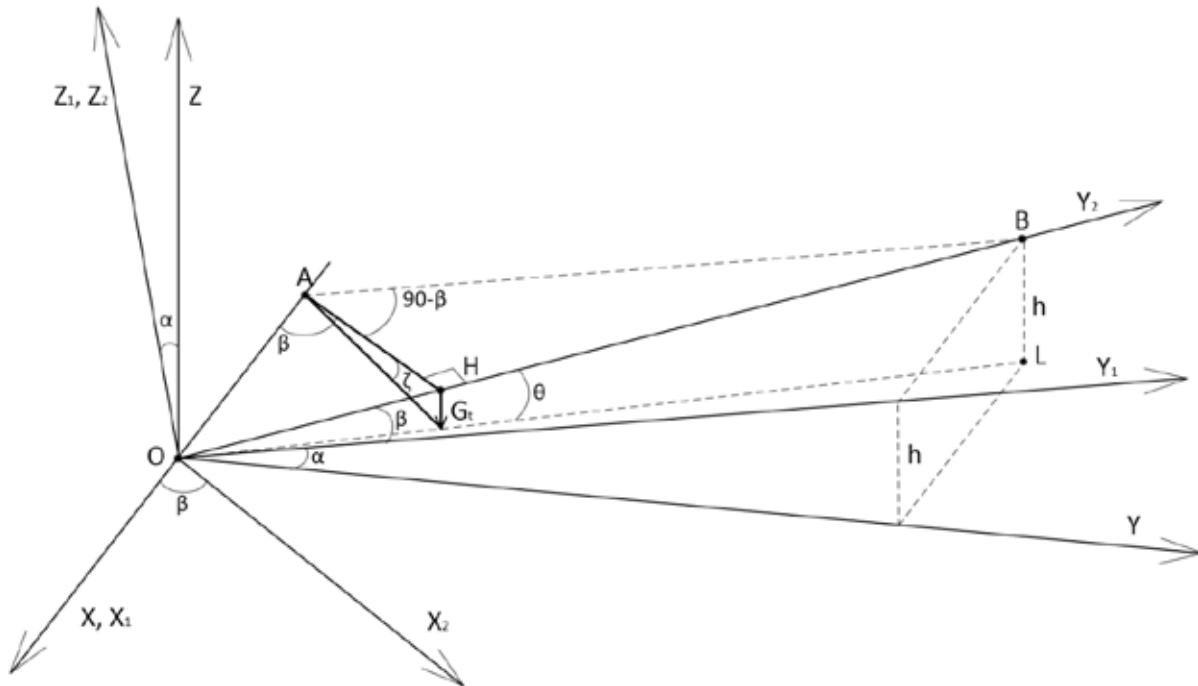


Рис. 2. Геометричне будовання

В подальшому потрібно розділяти втрату стійкості на перекидання та сковзування. Перекидання виникає коли нормальна реакція на одному з коліс є рівною нулю, тобто колесо немає контакту з опорною площиною:

$$R_n = R_n^G + R_n^A + R_n^N = 0, \quad (2)$$

де R_n – сумарна реакція на найменш навантаженому колесі, R_n^G – реакція від ваги елементів машини в транспортному положенні, R_n^A – реакція від асиметричного навантаження, R_n^N – реакція від нестационарної взаємодії.

Сковзування можливе коли, складові зусиль, що розташовані в площині руху та направлені донизу є більшими за тангенціальні реакції, які можуть бути забезпечені опорною поверхнею:

$$\sum T = \sum T_i^G + \sum T_i^A + \sum T_i^N \leq F_T, \quad (3)$$

де $\sum T$ – сума тангенціальних реакцій харвестера, $\sum T_i^G$ – сума реакцій від ваги елементів машини у транспортному положенні, $\sum T_i^A$ – сума реакцій від асиметричного навантаження, $\sum T_i^N$ – сума реакцій від нестационарної взаємодії F_T – тримна здатність опорної поверхні.

Розподілення ваги харвестера між осями є нерівномірним та розраховується для кожної осі окремо [13].

Доцільно виокремити візок (пару ведучих осей над якими розміщена стріла маніпулятора) – G_v , та на ведучу вісь, під двигуном – G_d . де $G = G_T + G_{M1} + G_{M2} + G_G$ – (рис. 4) сума сил від спорядженої ваги харвестера,

$k_d = 1,7 \dots 2,5$ – коефіцієнт динамічності, $k_p = \frac{4R_v^G}{2R_d^G} = 2,2 \dots 2,6$ – коефіцієнт пропорційності. Сили від ваги харвестера потрібно розкласти на нормальні та тангенціальні для кожного типу коліс окремо.

$$R_d^G = G_d \cos \alpha, R_v^G = G_v \cos \alpha, \quad (5)$$

$$T_d^G = G_d \sin \alpha, T_v^G = G_v \sin \alpha, \quad (6)$$

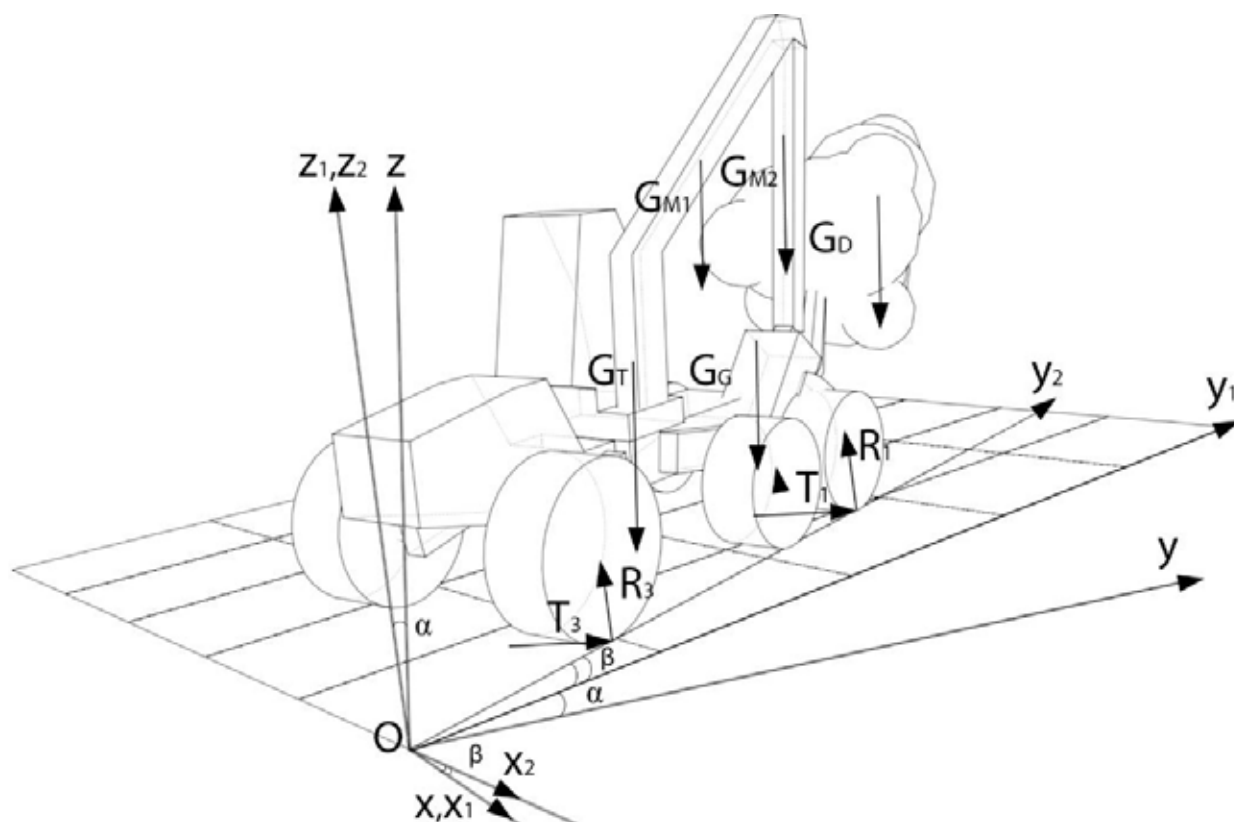


Рис. 3. Напрямок дії сил від ваги елементів харвестера в транспортному положенні

Дослідження впливу асиметричного навантаження відбувається шляхом дослідження плоско паралельних систем сил, які є паралельними напрямку відповідних реакцій (рис. 4).

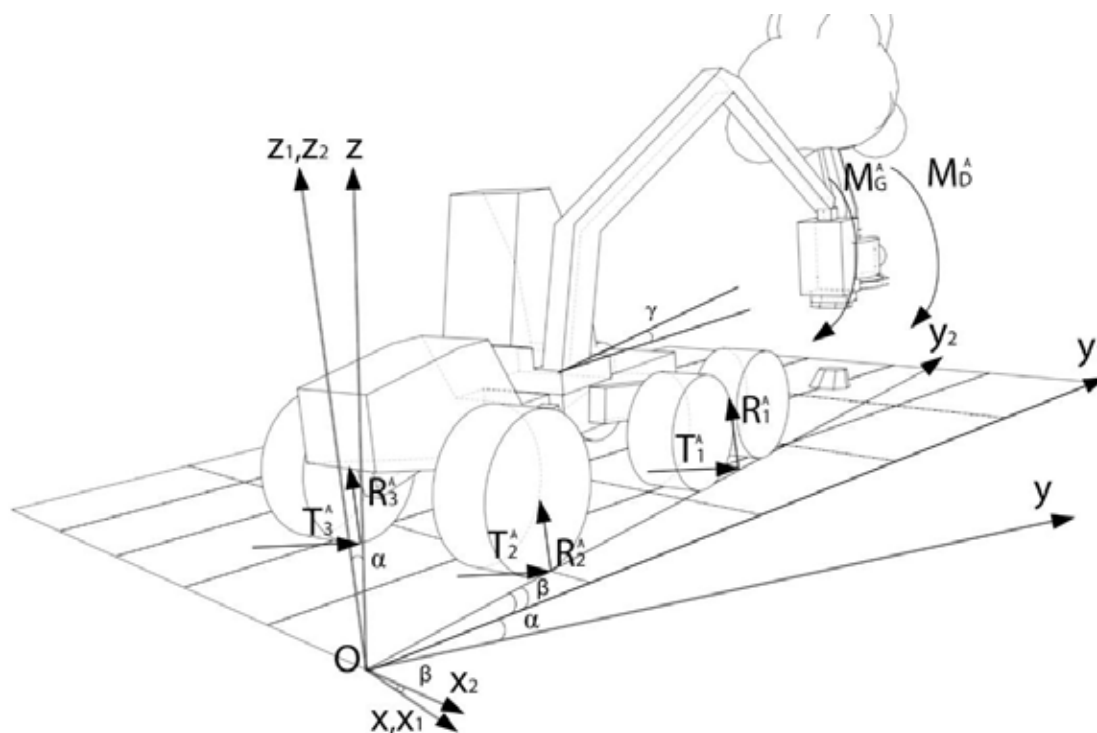


Рис. 4. Асиметричне навантаження ваги головки маніпулятора та стовбура деревини

Для визначення стійкості до перекидання потрібно досліджувати рівновагу нормальних реакцій та складових сил, що діють в протилежному напрямку. Для плоскопаралельної системи сил можна записати 3 рівняння рівноваги.

У розглядуваному випадку ми отримуємо шість невідомих R_{1-6} . Для зменшення кількості невідомих доцільно звести реакції під колесами візка до середньої точки попарно (рис. 5) замість чотирьох реакцій отримуємо дві реакції R_1 та R_4 .

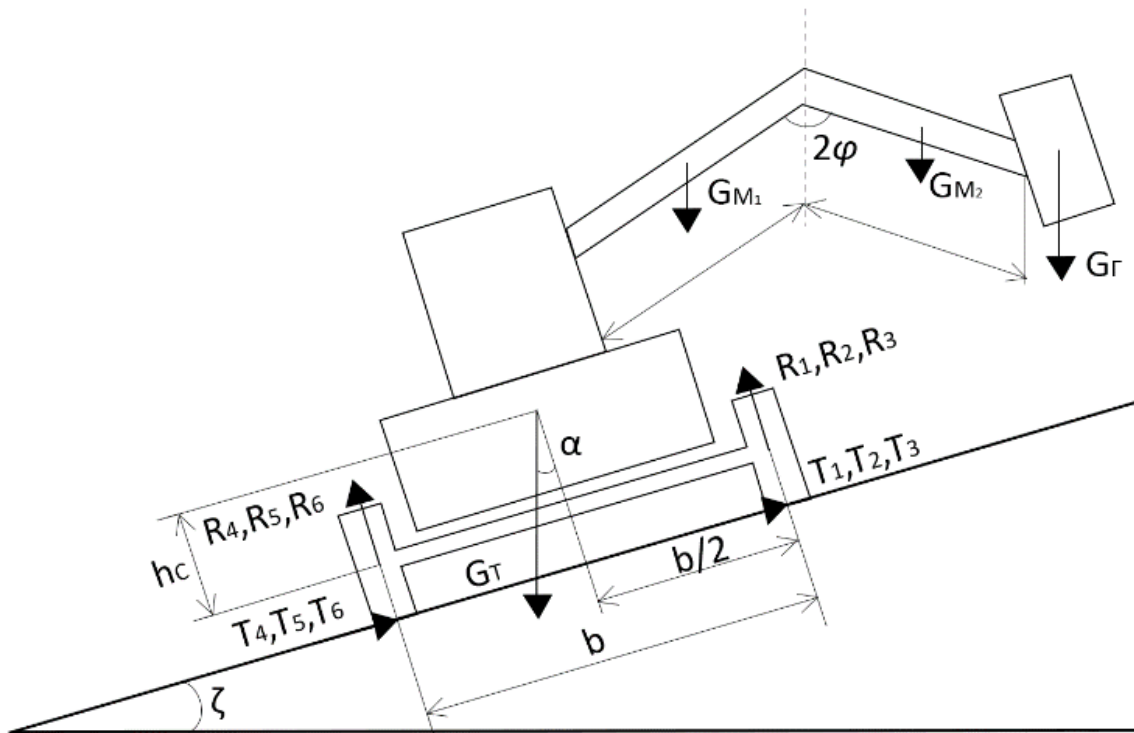


Рис. 5. Плоско паралельні системи сил для визначення нормальних реакцій

Згідно геометричного будовання (рис. 2) для кута ζ :

$$\sin \zeta = \sin \alpha \cdot \cos(90^\circ - \beta) = \sin \alpha \cdot \sin \beta \tag{7}$$

Тоді три рівняння рівноваги для визначення впливу на нормальні складники сил:

$$\begin{cases} -(R_3^A + R_2^A) \cdot a - (G_G + G_D) \cdot (L_{M1} - L_{M2}) \cos \gamma \cdot \cos \alpha = 0; \\ (R_1^A + R_2^A - R_3^A - R_4^A) \cdot \frac{b}{2} - (G_G + G_D) \cdot (L_{M1} - L_{M2}) \sin \gamma \cdot \cos \alpha = 0; \\ R_1^A + R_2^A + R_3^A + R_4^A = 0. \end{cases} \tag{8}$$

де L_1, L_2 – довжина першої та другої ланок стріли маніпулятора відповідно, a – відстань між середньою точкою візку та віссю ведучих коліс, b – база харвестера.

Розглядувана система сил є один раз статично невизначеною. Запропоновано два методи розкриття статичної невизначеності:

- Аналітичний підхід до розподілу реакцій опорної поверхні між опорами. Розглянено крайні положення стріли маніпулятора на поверхні без ухилу. Перший випадок кут $\gamma = 0^\circ$ (стріла розміщена між передніми колесами на рівновіддаленій відстані від цих коліс). Для цього випадку сили між задніми $R_2 = R_3$ та передніми $R_1 = R_4$ є попарно рівними. Другий випадок $\gamma = 90^\circ$ (стріла розміщена між боковими колесами на рівновіддаленій відстані від коліс). Для цього випадку справедливим є $R_1 = R_2$ та $R_3 = R_4$. На основі даних залежностей можна зробити припущення, щодо зміни величини реакцій на відрізьку $\gamma = 0^\circ - 90^\circ$. Запропоновано моделювання даної зміни наступними залежностями:

а) Лінійна залежність – припущення, що зміна навантаження відбувається лінійно:

$$R_1^A = R_4^A \left(1 - \frac{\gamma}{90}\right) + R_2^A \left(\frac{\gamma}{90}\right) \mid R_4^A = R_1^A \left(1 - \frac{\phi}{90}\right) + R_3^A \left(\frac{\phi}{90}\right). \tag{9}$$

б) Криволінійна (синусоїдальна) залежність – припущення, що зміна навантаження відбувається за синусоїдальним законом

$$R_1^A = R_4^A \cos \gamma + R_2^A \sin \gamma \mid R_4^A = R_1^A \cos \varphi - R_3^A \sin \varphi. \tag{10}$$

де $\varphi = -\gamma$, вибір додаткового четвертого рівняння залежить від напрямку повороту стріли маніпулятора (перший варіант рух за годинниковою стрілкою, друге – проти).

• Зведення кількості невідомих до кількості рівнянь. В момент перекидання найбільш ймовірним є відривання одного із задніх коліс, тому доцільно звести точку дії реакцій усіх коліс переднього візка до одного середнього значення, що розміщене в середній точці переднього візка. В результаті можна отримати наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} R_1 + R_2 + R_3 = 0; \\ R_1 \cdot a - (G_D + G_G) \cdot (L_1 + L_2 + a) \cdot \cos \alpha \cos \gamma = 0; \\ (-R_3 + R_2) \cdot b / 2 - (G_D + G_G) \cdot (L_1 + L_2 + a) \cdot \cos \alpha \sin \gamma = 0. \end{cases} \tag{11}$$

де R_1 – реакція, що розміщена в середині візка, R_2, R_3 – реакція заднього правого та лівого коліс відповідно.

Розрахунок реакцій опорної поверхні за системами рівнянь (9), (10), (11) показав, що різниця між отриманими даними становить не більше 4,5% [14].

Тому для спрощення подальших розрахунків доцільно використовувати систему рівнянь (11).

Прирівнявши до нуля реакцію найменш завантаженої опори можна отримати рівняння для визначення граничної ваги вантажу для повороту стріли маніпулятора за годинниковою стрілкою (12). Для визначення ваги вантажу проти годинникової стрілки слід прирівняти до нуля (13).

$$G_D = \frac{ab}{-(L) \cdot \cos \alpha \cos \gamma \cdot b - (L) \cdot \cos \alpha \sin \gamma \cdot 2 \cdot a} - G_G \tag{12}$$

$$G_D = -\frac{ab}{-(L) \cdot \cos \alpha \cos \gamma \cdot b - (L) \cdot \cos \alpha \sin \gamma \cdot 2 \cdot a} + G_G \tag{13}$$

Використовуючи рівняння (12), (13) отримано діаграму, що показує вагу стовбуву, яку здатний безпечно обробляти харветстер на певному ухилі місцевості та з певним вильотом стріли маніпулятора (рис. 6).

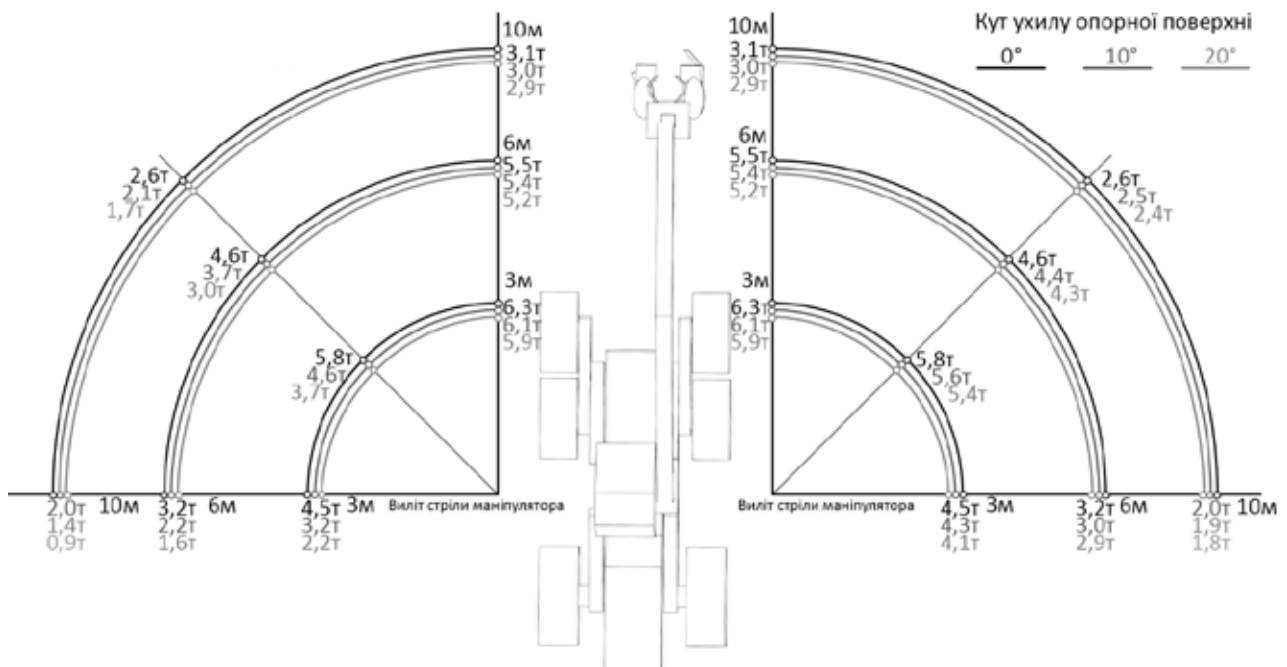


Рис. 6. Діаграма граничної ваги стовбура деревини для харветсера Valmet 911.3

Розв’язано обернену задачу та знайдено безпечний виліт стріли-маніпулятора для фіксованої ваги стовбура деревини. Прирівнявши R_3 до нуля можна отримати рівняння для визначення граничного вильоту стріли

маніпулятора для повороту стріли маніпулятора за годинниковою стрілкою (3). Для визначення граничного вильоту стріли маніпулятора проти годинникової стрілки слід R_2 прирівняти до нуля (4).

$$L = \frac{ab}{-a - (G_G + G_D) \cdot \cos \alpha \cos \gamma \cdot b - (G_G + G_D) \cdot \cos \alpha \sin \gamma \cdot 2 \cdot a} \quad (14)$$

$$L = \frac{ab}{a - (G_G + G_D) \cdot \cos \alpha \cos \gamma \cdot b - (G_G + G_D) \cdot \cos \alpha \sin \gamma \cdot 2 \cdot a} \quad (15)$$

Використовуючи рівняння (14), (15) можна отримати діаграму, що показує граничний виліт стріли маніпулятора для стовбура з фіксованою вагою для певного кута ухилу місцевості (рис. 7).

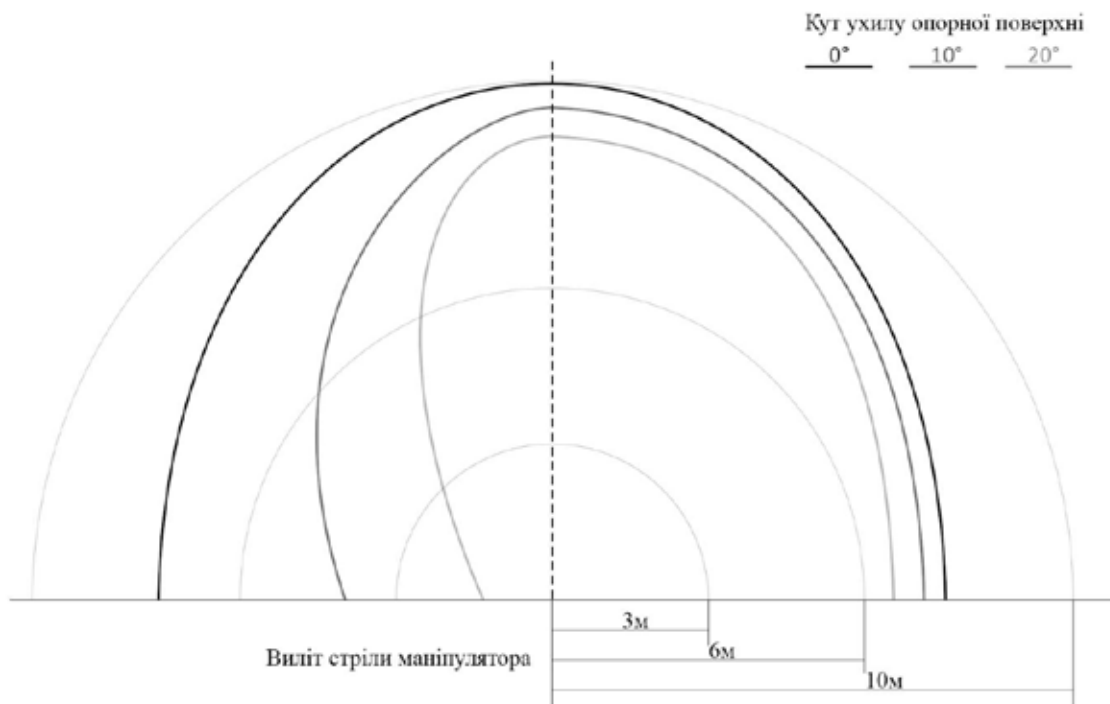


Рис. 7. Діаграма граничного вильоту стріли маніпулятора

Висновки

Проведений аналіз стану досліджень стійкості спеціалізованої техніки, що виконує роботу у складних експлуатаційних умовах. Це дасть змогу вдосконалювати в подальшому системи керування, що здатні підвищити експлуатаційну безпеку спеціалізованої техніки.

В даній роботі описаний метод математичного моделювання, що дає змогу прогнозування меж безпечної експлуатації. Метод можна використовувати для усіх технічних засобів з робочим органом – стрілу з маніпулятором або іншим технологічним обладнанням.

В результаті дослідження отримано дві діаграми, які дають візуальне розуміння допустимих умов експлуатації. Дані діаграми доцільно використовувати під час планування робіт та для розуміння розміщення транспортного засобу відносно вантажу.

Найменшою вагою, яку здатний обробляти розглядуваний харвестер в залежності від розміщення відносно вантажу та кута повороту є 0,9 т, дане навантаження можливе при максимальному вильоту стріли маніпулятора, та коли вантаж знаходиться нижче центру маси харвестера (з лівого боку діаграми). Чим ближче стріла наближається до напрямку руху через великий важіль, який протидіє перевертанню. Також чим менша відстань ЧОГО від корпусу харвестера тим більшу вагу він здатний утримувати. Це зумовлено зменшенням величини крутного моменту, що створює вага вантажу.

Мінімальним є виліт, коли стріла розміщена паралельно поперечному перерізу харвестера. Також зі збільшенням кута ухилу місцевості мінімальний виліт стрімко зменшується з лівого боку (стріла повернута донизу) та майже немає впливу з правого (стріла повернута догори).

Максимальним допустимим є виліт стріли під час розміщення вантажу уздовж корпусу харвестера. Є назначене зменшення в залежності від ухилу місцевості, яке обумовлене загальним зниженням стійкості від роботи на похилій поверхні.

З діаграми можна зробити висновок про велику різницю між мінімальним та максимальним вильотом стріли так максимальний виліт становить 10 м, мінімальний – 1,7 м.

Отримані дані вказують, що для збільшення ваги, допустимої для оброблення стовбура, потрібно розміщувати харвестер нижче по схилу відносно вантажу та розташовувати стрілу харвестера з мінімальним кутом відхилення від напрямку його руху. Доцільно виконувати роботи максимально близько до стовбура.

Використання даних діаграм зможе збільшити продуктивність роботи на місцевості з складним рельєфом, використовуючи правильне позиціонування машини відносно вантажу.

Список використаної літератури

1. Hakkila P. Logging in Finland. *Acta Forestalia Fennica*. vol. 207. 1989. 21 – 56. URL: <https://doi.org/10.14214/aff.7654>.
2. Bell J. (2002). Changes in logging injury rates associated with use of feller-bunchers in West Virginia. *Journal of Safety Research*. vol. 33(4). 2002. 436 – 471. URL: [https://doi.org/10.1016/S0022-4375\(02\)00048-8](https://doi.org/10.1016/S0022-4375(02)00048-8).
3. Monarca, D., M. Cecchini, A. Colantoni, S. Di Giacinto, G. Menghini, and L. Longo. Study on the possibility of application of a compact roll over protective structure for agricultural wheeled narrow track tractors. *Journal of Agricultural Engineering*. vol. XLIV(e136). 2013. 681 – 685.
4. Jaka K., Mirko M. 2000. Occupational safety and health in Europe's forestry industry. *EU-OSHA – European Agency for Safety and Health at Work*. Publications Office of the EU. vol.28(1). 2007. 55 – 62.
5. Hannes M., Elizabeth Q. Scenarios and causes of rollover incidents with self-propelled. *Agricultural Engineering International*. vol. 16(1). 2014. 236 – 246 URL: <https://www.researchgate.net/publication/287618183>.
6. Mayrhofer H., Quendler E., Boxberger J. Agricultural machinery in Austria. *Journal of Agricultural Engineering*. vol. 44(2). 2013. 57 – 63.
7. Gravalos, I., Gialamas, T., Loutridis, S., Moshou, D., Kateris, D., Xyradakis, P., Tsiropoulos, Z. An experimental study on the impact of the rear track width on the stability of agricultural tractors using a test bench. *Journal of Terramechanics*. vol. 48(4). 2011. 48. 319 – 323 URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2011.04.003>
8. Previati G., Gobbi M., Mastinu G., Mathematical models for farm tractor rollover prediction. *International Journal of Vehicle Design*. vol. 64(4). 280 – 303. URL: <http://dx.doi.org/10.1504/IJVD.2014.058486>.
9. Spencer H., Owen M., Glasbey A. On-site measurement of the stability of agricultural machines. *Journal of Agricultural Engineering Research*. vol. 31(1) 1985. 81–91. URL: [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(85\)90126-X](https://doi.org/10.1016/0021-8634(85)90126-X).
10. Bukshetwar P. ADAS using AI. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*. vol. 12(1). 2024. URL: <https://dx.doi.org/10.22214/ijraset.2024.57919>.
11. Shadrin, S., Ivanova A. (2019). Analytical review of standard SAE J3016. *Doroga. Infrastruktura*. vol. 21(3). 2019. 32 – 48.
12. Луста Ю. Р. Метод суперпозиції сил у дослідженні безпечних умов експлуатації лісозаготівельних машин під дією асиметричних навантажень. *Сучасні технології у промисловому виробництві (м. Суми, 18–21 квітня 2023 р.)*. 2023. – С. 232–233. URL: <https://chem.teset.sumdu.edu.ua/images/articles/2023/stpv-2023.pdf>.
13. Білик Б. В. *Теорія та проектування самохідних лісових машин*. Львів: РВВ НЛТУУ, 2014. 297 с.
14. Луста Ю. Р., Мачуга О. С. Обґрунтування розрахункової моделі харвестера на ухилі. *Збірник наукових праць Міжнародної Карпатської Школи: зимова сесія (21–25 лютого 2024 року): 2-ге вид., доповн. Косів: Наукове товариство імені Шевченка*. 2024. С. 162 – 164. URL: <https://www.researchgate.net/publication/382829714>

References

1. Hakkila P. Logging in Finland. *Acta Forestalia Fennica*. vol. 207. 1989. 21 – 56. URL: <https://doi.org/10.14214/aff.7654>.
2. Bell J. (2002). Changes in logging injury rates associated with use of feller-bunchers in West Virginia. *Journal of Safety Research*. vol. 33(4). 2002. 436 – 471. URL: [https://doi.org/10.1016/S0022-4375\(02\)00048-8](https://doi.org/10.1016/S0022-4375(02)00048-8).
3. Monarca, D., M. Cecchini, A. Colantoni, S. Di Giacinto, G. Menghini, and L. Longo. Study on the possibility of application of a compact roll over protective structure for agricultural wheeled narrow track tractors. *Journal of Agricultural Engineering*. vol. XLIV(e136). 2013. 681 – 685.
4. Jaka K., Mirko M. 2000. Occupational safety and health in Europe's forestry industry. *EU-OSHA – European Agency for Safety and Health at Work*. Publications Office of the EU. vol.28(1). 2007. 55 – 62.
5. Hannes M., Elizabeth Q. Scenarios and causes of rollover incidents with self-propelled. *Agricultural Engineering International*. vol. 16(1). 2014. 236 – 246 URL: <https://www.researchgate.net/publication/287618183>.

6. Mayrhofer H., Quendler E., Boxberger J. Agricultural machinery in Austria. *Journal of Agricultural Engineering*. vol. 44(2). 2013. 57 – 63.
7. Gravalos, I., Gialamas, T., Loutridis, S., Moshou, D., Kateris, D., Xyradakis, P., Tsiropoulos, Z. An experimental study on the impact of the rear track width on the stability of agricultural tractors using a test bench. *Journal of Terramechanics*. vol. 48(4). 2011. 48. 319 – 323 URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2011.04.003>
8. Previali G., Gobbi M., Mastinu G., Mathematical models for farm tractor rollover prediction. *International Journal of Vehicle Design*. vol. 64(4). 280 – 303. URL: <http://dx.doi.org/10.1504/IJVD.2014.058486>.
9. Spencer H., Owen M., Glasbey A. On-site measurement of the stability of agricultural machines. *Journal of Agricultural Engineering Research*. vol. 31(1) 1985. 81–91. URL: [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(85\)90126-X](https://doi.org/10.1016/0021-8634(85)90126-X).
10. Bukshetwar P. ADAS using AI. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*. vol. 12(1). 2024. URL: <https://dx.doi.org/10.22214/ijraset.2024.57919>.
11. Shadrin, S., Ivanova A. (2019). Analytical review of standard SAE J3016. *Doroga. Infrastruktura*. vol. 21(3). 2019. 32 – 48.
12. Lusta Y. R. Method of Superposition of Forces in the Study of Safe Operating Conditions of Logging Machines under Asymmetric Loads. *Modern Technologies in Industrial Production* (Sumy, April 18–21, 2023). 2023. pp. 232–233. URL: <https://chem.teset.sumdu.edu.ua/images/articles/2023/stpv-2023.pdf>.
13. Bilyk B. V. *Theory and Design of Self-Propelled Forestry Machines*. Lviv: RVV NLTUU, 2014. 297 p.
14. Lusta Y. R., Machuha O. S. Substantiation of the Calculation Model of a Harvester on a Slope. *Collection of Scientific Papers of the International Carpathian School: Winter Session (February 21-25, 2024)*: 2nd ed., supplemented. Kosiv: Shevchenko Scientific Society. 2024. pp. 162–164. URL: <https://www.researchgate.net/publication/382829714>