

Шевченко Н. В.,
Бляшинець Ю. І.
Національний
лісотехнічний університет
України,
м. Львів, Україна
E-mail:
shenatalka@nltu.edu.ua

**ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТА ШЛЯХИ
ПІДВИЩЕННЯ СТІЙКОСТІ КОЛІСНИХ
ЛІСОВИХ МАШИН У РІЗНИХ УМОВАХ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

DOI: <https://doi.org/10.31359/2311-441X-2025-27-204>

УДК 630*3:629.3

Шевченко Н. В., Бляшинець Ю. І. Визначення показників та шляхи підвищення стійкості колісних лісових машин у різних умовах експлуатації.

Анотація. Розглянуто теоретичні основи статичної та динамічної стійкості лісових машин, зокрема сортиментовозів, беручи до уваги фізичні принципи, що лежать в основі динаміки руху. Досліджено фактори та умови, що спричиняють втрату стійкості, так зване сповзання та перекидання для лісової техніки. Проаналізовано поперечну та поздовжню стійкість, стійкість на поворотах. Наголошено на значному впливі швидкості, радіусу повороту, положенні центру мас, перерозподілі навантаження та відцентрових сил на стійкість сортиментовоза. Проаналізовано залежність стійкості від умов експлуатації, включаючи вплив типу дорожнього покриття, стану поверхні та кутів поздовжнього і поперечного ухилу. Описано математичні моделі для моделювання руху лісових машин та визначення критичних параметрів, таких як швидкість, кут нахилу. Запропоновано шляхи підвищення стійкості лісових транспортних засобів за рахунок конструктивних змін як от зниження центру ваги, збільшення ширини колії та використання системи активної підвіски і електронних систем стабілізації.

Ключові слова: динамічна стійкість, лісовозний автомобіль, поперечна та поздовжня стійкість, стійкість проти сповзання і перекидання, умови експлуатації

Shevchenko N. V., Blyashynets Yu. I. Determination of indicators and ways to improve the stability of wheeled forest machines in various operating conditions.

Abstract. The theoretical foundations of static and dynamic stability of forest machines, particularly timber trucks, are examined, taking into account the physical principles underlying motion dynamics. The factors and conditions causing loss of stability, specifically sliding and rollover, are investigated for forestry equipment. Lateral and longitudinal stability, as well as stability during cornering, are analyzed. The significant impact of speed, turning radius, center of mass position, load redistribution, and centrifugal forces on the stability of the timber truck is emphasized. The dependence of stability on operating conditions, including the influence of road surface type, surface condition, and angles of longitudinal and lateral slopes, is analyzed. Mathematical models for simulating the movement of forest machines and determining critical parameters, such as speed and inclination angle, are described. Ways to improve the stability of forestry vehicles through design modifications, such as lowering the center of gravity, increasing track width, and using active suspension systems and electronic stability control, are proposed.

Keywords: dynamic stability, timber truck, lateral and longitudinal stability, stability against sliding and rollover, operating conditions.

Постановка проблеми

Зростаюча потреба у забезпеченні ефективного та безпечного транспортування деревини на схилах, нерівних дорогах і бездоріжжі диктує необхідність розроблення нових технічних рішень, здатних адаптуватися до складних умов експлуатації. Актуальність цього дослідження зумовлена високим ризиком перекидання лісовозних автомобілів (сортиментовозів), що експлуатуються в Україні.

Причинами такого ризику є особливості експлуатації лісових машин, зокрема складний рельєф лісових доріг, високе розташування центру мас техніки, встановлення важкого маніпуляторного обладнання та специфіка вантажу, який є динамічним і має тенденцію до зміщення під час руху. Це особливо проявляється на нерівній місцевості або під час виконання маневрів, що суттєво впливає на динамічні характеристики автомобіля. Особливо важливим аспектом є взаємозв'язок між швидкістю руху автомобіля та радіусом повороту, нехтування яким нерідко стає причиною аварій.

Значна частина парку лісовозних автомобілів у лісових господарствах України складається із застарілих моделей, які не мають сучасних систем контролю стійкості, а їх модернізація часто виявляється економічно недоцільною. Проблема забезпечення курсової стійкості лісової техніки набуває особливої ваги для підвищення безпеки дорожнього руху і створення комфортних умов праці для водіїв.

Стійкість транспортного засобу під час руху визначається багатьма факторами: висотою та розташуванням центру ваги, шириною колії, довжиною бази, характеристиками шин (включно з їх розмірами, ступенем зношеності протектора та тиском), швидкістю руху, радіусом кривизни дороги, типом дорожнього покриття і станом його поверхні. Це потребує комплексного підходу до аналізу статичної та динамічної стійкості лісових машин, що передбачає врахування аспектів динаміки багатомасових систем, теорії керування та механіки ґрунтів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Питанням дослідження і поліпшення стійкості руху в період експлуатації поодиноких лісовозних автомобілів присвячено значну кількість наукових робіт. Особливо гостро стоїть проблема збереження курсової стійкості лісовозних автомобілів задля створення безпеки дорожнього руху та безпечних умов праці водіїв [1, 2].

Динамічна стійкість лісовозного автомобіля характеризує його здатність зберігати задану траєкторію руху та встановлений режим руху і не чинити опір факторам збурювання, що виникають під час руху. На відміну від статичної стійкості, динамічна стійкість розглядає комплексну взаємодію інерційних сил, відцентрових сил, аеродинамічних навантажень та кінематики підвіски і рульового керування.

Для лісових колісних машин, таких як форвардер чи сортиментовоз, концепція динамічної стійкості обумовлюється трьома своєрідними факторами: умовами експлуатації, конструкцією шасі, високим та змінним центром ваги. Складні умови експлуатації лісових машини [3, 4] супроводжуються постійною зміною коефіцієнтів зчеплення та опору коченню. Також переважна більшість лісових машин мають шарнірно-зчленовану раму. Наявність шарніра зчленування вносить додаткові ступені свободи та сприяє втраті стійкості і вимагає складних розрахункових моделей [5, 6]. Наявність гідроманіпулятора та процес завантаження чи розвантаження сортиментів призводять до того, що центр ваги машини не лише розташований високо, але й постійно динамічно переміщується у трьох вимірах. Це кардинально змінює умови стійкості в реальному часі [7].

Підвищення стійкості проти занесення під час гальмування здійснюється вибором коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями і застосуванням регуляторів гальмівних

сил, що перешкоджають випереджаючому блокуванню задніх коліс. Фактори, що викликають занесення, носять випадковий характер і визначаються конструктивними та експлуатаційними параметрами. Найбільш важливими з них є коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями і координати центру мас транспортного засобу [8].

Формулювання мети досліджень

Стійкість лісовозного автомобіля найчастіше характеризують такими показниками: максимальна швидкість руху по колу, що відповідає початку його занесення; максимальна швидкість руху по колу, що відповідає початку його перекидання; максимальний кут під час руху на косогорі, що відповідає його ковзанню, або перекиданню тощо. На дорогах з хорошими зчипними властивостями більш імовірно перекидання, а на слизькій дорозі - імовірніші занесення та ковзання ніж перекидання.

Виходячи із зазначеного, метою даного дослідження є обґрунтування розрахункових схем і визначення параметрів поздовжньої і поперечної стійкості, особливо динамічної, та оцінка параметрів поздовжньої і поперечної стійкості лісовозного автомобіля задля забезпечення безпеки праці водія транспортного засобу та всіх учасників дорожнього руху.

Це дозволить моделювати переміщення сортиментовоза під час його криволінійного руху, на косогорі, з вантажем і без нього та на ділянках доріг із різним покриттям. Тобто, можемо передбачити як поведе себе лісовозний автомобіль з точки зору стійкості у різних експлуатаційних умовах.

Виклад основного матеріалу дослідження

Поздовжня статична стійкість колісних лісових машин, коли вони протистоять перекиданню навколо поперечних осей чи передньої або задньої, визначаються граничними кутами α_n на підйомі та α_c на спускові, які слід визначити з умов статичної рівноваги у вигляді суми моментів, що діють на машину без вантажу, відносно точок можливого перекидання A (рис. 1) [9]. На схемах вказані поздовжні координати a , b і висота h центра власної ваги G лісової машини.

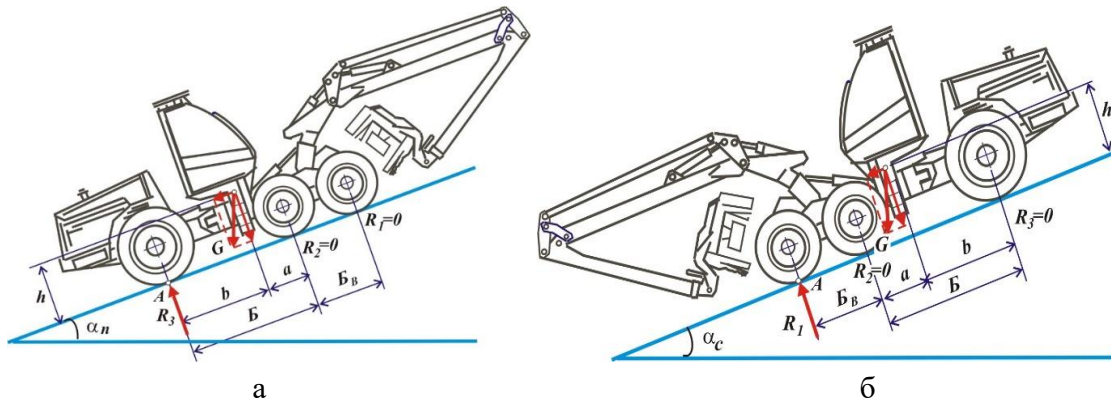


Рис. 1 – Розрахункова схема для визначення граничного кута α_n поздовжньої статичної стійкості колісного харвестера (6×6): a – на підйомі; b – на спускові

Позаяк нормальна реакція на колеса передньої осі, у випадку граничного кута α_n , дорівнюватиме нулю, то одержуємо

$$bG \cos \alpha_n - hG \sin \alpha_n = 0.$$

Отже, граничний кут поздовжньої статичної стійкості проти перекидання на підйомі дорівнюватиме

$$\alpha_n = \arctg\left(\frac{b}{h}\right). \quad (1)$$

Умова статичної рівноваги трьохосьового лісового харвестера на спускові

$$(a + B_e) \cdot G \cdot \sin \alpha_c - h \cdot G \cdot \cos \alpha_c = 0,$$

а граничний кут поздовжньої статичної стійкості на спускові

$$\alpha_c = \arctg\left(\frac{a+B_e}{h}\right). \quad (2)$$

Критичний кут підйому в значній мірі залежить від значення коефіцієнта зчеплення:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{a \cdot \phi}{L - h_{цв} \cdot \phi}\right), \quad (3)$$

де a – відстань від центру ваги лісової машини до її передньої осі;

L – відстань між осями переднього і заднього мостів машини.

Втрата поздовжньої стійкості малоймовірна і може відбутися лише під час руху на дуже крутих схилах. Тому найнебезпечнішою є поперечна стійкість, коли лісова машина здатна протистояти перекиданню набік, навколо поздовжньої осі.

Поперечну статичну стійкість лісової машини оцінюють граничним кутом проти перекидання $\beta_{пер}$ (рис.2) і граничним кутом проти сповзання $\beta_{сп}$. Щоб їх визначити потрібно скласти умови статичної рівноваги машини у поперечній площині [6, 8, 9].

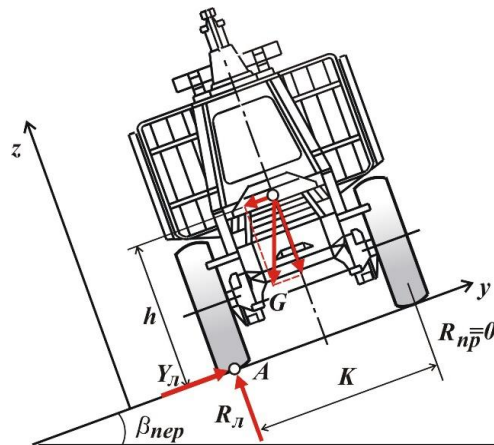


Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення граничного кута поперечної статичної стійкості колісного сортиментовоза проти перекидання

На схемі позначено: $\beta_{пер}$ - граничний кут поперечної статичної стійкості колісної машини за умовою перекидання; K – колія машини; R_l, R_{np} – сумарні нормальні реакції опорної поверхні на колеса лівого та правого бортів машини.

Умовно вважають, що вісь перекидання колісних машин проходить через середину площини контакту з опорною поверхнею шин коліс з нижнього боку (лівих). Хоч у дійсності, внаслідок деформації коліс, ця лінія під час перекидання буде дещо зміщуватись в поперечному напрямку. Тому умову рівноваги колісної машини на поперечному схилі розглянемо у вигляді суми моментів сил відносно точки A , що лежить на умовній осі перекидання

$$G \frac{K}{2} \cos \beta_{\text{пер}} - Gh \sin \beta_{\text{пер}} = 0.$$

З отриманого рівняння граничний кут поперечної стійкості колісної машини, визначений за умовою перекидання

$$\beta_{\text{пер}} = \arctg \left(\frac{K}{2h} \right). \quad (4)$$

Втрата поперечної стійкості під час руху відбувається, коли рівнодіюча всіх поперечних сил, таких як відцентрова сила під час руху в повороті, бічна складова сили тяжіння під час руху на поперечному ухилі, сила тиску бічного вітру, створює такий перекидаючий момент, що вертикальна реакція на колесах з одного боку, внутрішнього відносно повороту або верхнього відносно схилу, стає рівною нулю.

У динаміці ця проста залежність (4) ускладнюється впливом відцентрової сили F_B , що діє на висоті h . Втрата стійкості (перекидання) відбувається за умови:

$$F_B \cdot h + G \cdot \sin(\beta_{\text{пер}}) \cdot h \geq G \cdot \cos(\beta_{\text{пер}}) \cdot K/2.$$

Це рівняння показує, що рухаючись на поперечному ухилі та в повороті, є ризик до перекидання. Уникнути втрати стійкості у цьому випадку можна шляхом забезпечення низького центру ваги.

Якщо кут поперечного нахилу опорної поверхні надто малий, щоб викликати перекидання машини, то це ще не означає, що машина, внаслідок сповзання, не втратить стійкості. Тому, щоб перевірити статичну поперечну стійкість проти сповзання, розглянемо схему лісової машини, яка на поперечному схилі не перекидається, а нормальні та дотичні бокові реакції дороги, як на ліві так і на праві колеса, не дорівнюють нулю (рис.3).

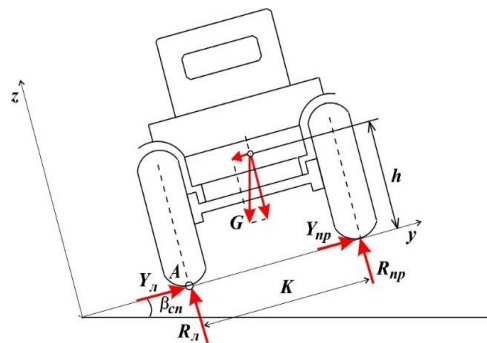


Рис. 3 – Схема для визначення граничного кута β_{cn} поперечної статичної стійкості колісної машини за умовою сповзання

На схемі прийнято такі позначення: Y_l, Y_{np} – бокові реакції дороги на ліві та на праві колеса; β_{cn} – граничний кут поперечної стійкості за умовою сповзання. Бокові реакції дороги обмежуються сумарною силою зчеплення коліс машини з опорною поверхнею в поперечному напрямку, тобто

$$Y_l + Y_{np} \leq (R_l + R_{np}) \phi_y,$$

де ϕ_y – коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямку.

Суму нормальних реакцій на колісний рушій визначимо з умови рівноваги машини у вигляді суми проєкцій сил на вісь z

$$R_l + R_{np} = G \cos \beta_{cn}.$$

У цей же час, сума проєкцій сил на вісь y , які діють на машину

$$Y_l + Y_{np} = G \sin \beta_{cn}.$$

Отже, тригонометричне рівняння з невідомим кутом β_{cn} матиме вигляд:

$$G \phi_y \cos \beta_{cn} = G \sin \beta_{cn}.$$

Звідки

$$\beta_{cn} = \arctg \phi_y. \quad (5)$$

Граничний кут поперечної статичної стійкості за умовою сповзання визначається коефіцієнтом зчеплення рушія з опорною поверхнею в поперечному напрямку. Слід зауважити, що коефіцієнт зчеплення ϕ_y є меншим ніж коефіцієнт зчеплення ϕ у поздовжньому напрямку і знаходиться у межах $\phi_y = (0,8..0,9)\phi$, залежно від протектора шин.

Критеріями поперечної стійкості є також максимально можливі швидкості руху по колу і кути поперечного ухилу дороги (косогору). Розрахунок критичної швидкості за умовою перекидання автомобіля визначається за формулою [7]:

$$V_{кр} = \sqrt{g \cdot K \cdot R / 2 h_{цв}}, \quad (6)$$

де K – ширина колії;
 R – радіус повороту, м;
 $h_{цв}$ – висота центру ваги.

Так як авторами проведені експериментальні дослідження стійкості лісовозного автомобіля Урал-4320, який експлуатується у Бібрському лісництві Львівського надлісництва (рис. 4), то виконано теоретичні розрахунки для різних умов експлуатації і побудовано графічні залежності саме для цього автомобіля з вантажем ($h_{цвG}$) та без вантажу ($h_{цв0}$) (рис. 5).

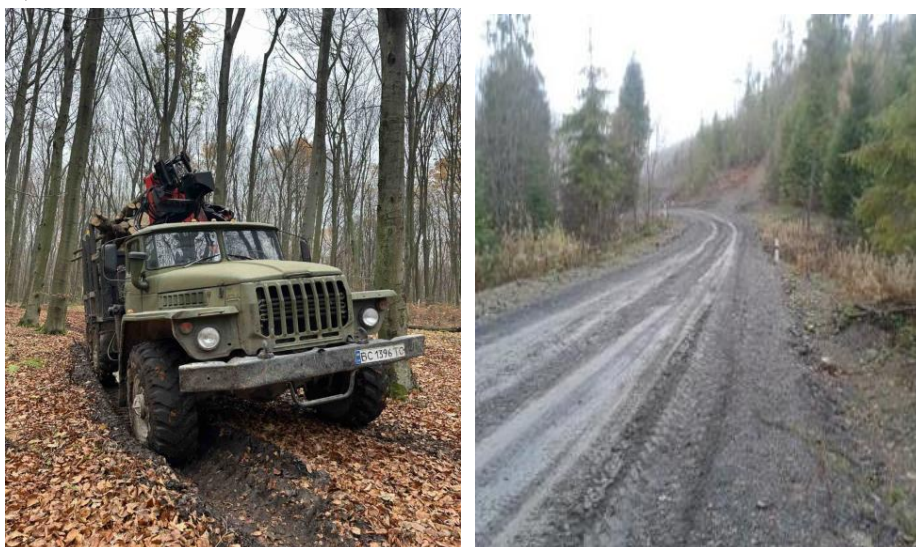


Рис. 4 – Лісовозний автомобіль Урал-4320 з гідравлічним маніпулятором Palfinger PK 15500A та умови його експлуатації

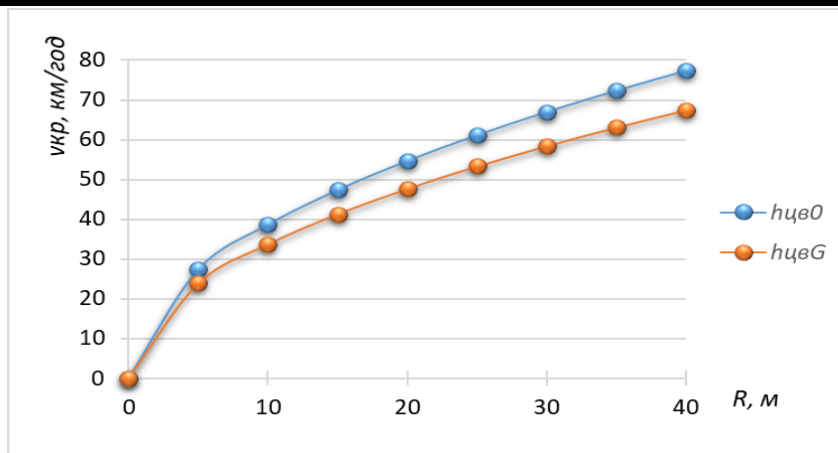


Рис. 5 – Розрахунок залежності критичної швидкості лісовозного автомобіля за умовою перекидання від радіуса повороту

Зі збільшенням швидкості руху і зменшенням радіусу повороту відцентрова сила різко зростає. Якщо під час повороту автомобіль починає втрачати керуваність або різко накренився, то перервати цей процес можна збільшуючи радіус повороту, тобто виходом з повороту. Тоді інерційна сила буде діяти протилежно до основної відцентрової сили і стійкість машини покращиться.

Критичну швидкість за умовою ковзання лісовоза при різних радіусах повороту на дорогах з різним покриттям знаходимо за формулою:

$$V_{кр.к} = \sqrt{g \cdot R \cdot \varphi}, \quad (7)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення шин з дорогою;
 g – пришвидження вільного падіння;
 R – радіус повороту.

Результати розрахунку для різного дорожнього покриття, які відрізняються коефіцієнтом зчеплення шин з дорогою, наведено на рис. 6.

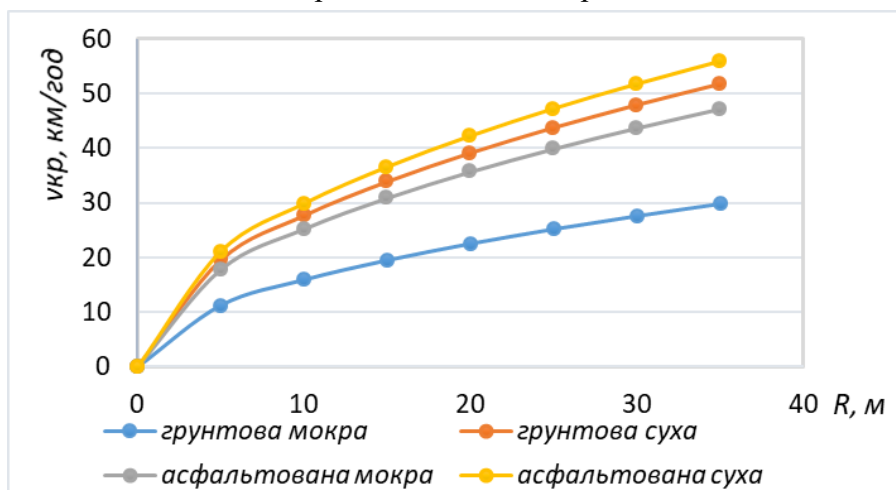


Рис. 6 – Результати розрахунку залежності критичної швидкості за умовою ковзання від радіуса повороту

З рисунка видно, що зі збільшенням радіуса повороту критична швидкість за умовою ковзання також збільшується. Тип покриття теж впливає на критичну швидкість за умовою ковзання: на асфальтованому сухому покритті критична швидкість найбільша.

Критичний кут за умовою перекидання під час руху по прямолінійній ділянці визначається за формулою:

$$\beta_{кр.п} = \arctg(K/2h_{цв}), \quad (8)$$

де $K/h_{цв}$ – коефіцієнт поперечної стійкості. Для лісовоза Урал-4320 з вантажем 5 т критичний кут становитиме $41,8^\circ$, а без вантажу – $49,7^\circ$.

Максимальний (критичний) кут косягору дороги за умовою перекидання визначається за формулою:

$$V_{кр.п} = \arctg\left(\frac{0,5 \cdot K \cdot g \cdot R - V^2 \cdot h_{цв}}{h_{цв} \cdot g \cdot R + 0,5 \cdot V^2 \cdot K}\right). \quad (9)$$

Для асфальтобетонного та цементобетонного покриттів критичний кут за умови ковзання мінімальний, а при ожеледиці – максимальний. Критичний кут косягору дороги по якому автомобіль може рухатися без поперечного ковзання розраховується за формулою:

$$\beta_{кр.к} = \arctg\left(\frac{g \cdot R \cdot \varphi - V^2}{g \cdot R + V^2 \cdot \varphi}\right). \quad (9)$$

Для асфальтобетонного покриття ($\varphi = 0,7$) критичний кут за умови ковзання мінімальний, а при ожеледиці ($\varphi = 0,2$) – максимальний.

Втрата стійкості проти сповзання означає втрату керованості, навіть якщо безпосередньої загрози перекидання немає. Умова стійкості проти сповзання під час руху визначається співвідношенням між сумарною бічною силою F_Σ , що діє на лісову машину (відцентрова сила, бічна складова сили тяжіння на ухилі), та максимальною силою зчеплення коліс з поверхнею $F_{зч}$:

$$F_\Sigma \leq F_{зч} = G \cdot \varphi_y. \quad (10)$$

В умовах лісових доріг, де φ є низьким і нестабільним, бічне сповзання є надзвичайно поширеним і небезпечним явищем. Інженерні рішення спрямовані на максимізацію φ за допомогою спеціалізованих конструкцій протекторів. Наприклад, шини з посиленою боковиною розроблені спеціально для протидії бічним навантаженням і, як показують дослідження, здатні зменшити бічне сповзання на схилах на 22% порівняно зі звичайними протекторами.

Обговорення

На практиці втрата стійкості найчастіше спостерігається під час гальмування. В цьому випадку в місцях контакту шин з дорожнім полотном діють великі гальмівні сили і колеса втрачають здатність сприймати поперечні сили. Коли колеса повністю заблоковані рух стає нестійким, а у випадку блокування задніх коліс, ще більше посилюється занесення. Під час блокування передніх коліс прогресуючого занесення,

зазвичай, не виникає, однак транспортний засіб стає некерованим, так як заблоковані колеса не змінюють напрямку руху.

У всіх випадках занесення є наслідком дії бокової сили при втраті зчеплення коліс з дорогою. Це може бути сила інерції, що виникає при відхиленні від прямолінійного руху, або сила, що виникла в результаті взаємодії коліс з нерівностями дороги.

Найбільш імовірно занесення задньої осі, колеса якої практично завжди навантажені, силою тяги або гальмівною силою. Під час гальмування сила зчеплення задніх коліс зменшується внаслідок перерозподілу ваги, що ще підсилює втрату стійкості.

Перекидання назад може статися під час руху на крутий підйом, особливо в поєднанні з інтенсивним прискоренням, або під час роботи гідроманіпулятора з важким вантажем за задньою віссю. Перекидання вперед настає під час екстремального гальмування, особливо на спуску, або під час руху крутим спуском.

Для машин із шарнірно-зчленованою рамою відбувається динамічний перерозподіл навантаження між осями передньої та задньої напіврам, що залежить від кута зчленування та жорсткості шарніра [6]. Тому сучасні лісові машини обов'язково повинні враховувати цей перерозподіл осевого навантаження.

Для лісових машин на схилах [1] втрата стійкості може початися як бічне сповзання, і якщо машина з високим центром ваги [7], що почала неконтрольоване бічне ковзання, натрапляє на перешкоду, наприклад, пень чи камінь, колесами, що знаходяться нижче по схилу, ця перешкода створює миттєву точку обертання. Кінетична енергія бічного руху перетворюється на обертальний момент, що призводить до миттєвого динамічного перекидання. У машин зі шарнірно-зчленованою рамою бічне сповзання задньої секції може також ініціювати неконтрольоване складання секцій. У цьому випадку, пасивні системи проти сповзання, наприклад, конструкція шин, запобігають перекиданню.

Рух у повороті характеризується виникненням відцентрової сили, прикладеної до центру ваги машини. Ця сила викликає перерозподіл вертикального навантаження на колеса: внутрішні до повороту колеса розвантажуються, а зовнішні – навантажуються. Це наближає машину до межі перекидання, коли внутрішні колеса відриваються від землі, та межі сповзання, так як сумарна бічна сила зчеплення зменшується через нелінійну залежність сили зчеплення від вертикального навантаження.

Для форвардерів та сортиментовозів динаміка на поворотах ускладнюється явищем складання напіврам. Це унікальний режим втрати курсової стійкості, при якому кут між поздовжніми осями передньої та задньої напіврам неконтрольовано зростає, зазвичай під час гальмування або під час руху на слизькому спуску. Цей процес залежить не лише від зовнішніх сил, але й від характеристик гідравлічної системи рульового керування, що з'єднує дві напіврами. Аналіз цього явища неможливий без складних динамічних моделей, що враховують потік та тиск у гідроциліндрах кермового управління [5].

Теоретичні розрахункові схеми для визначення динамічної стійкості проти перекидання базується на фундаментальному принципі аналізу моментів. У цих схемах порівнюється утримуючий момент M_r , який стабілізує машину, з перекидаючим моментом M_t , що діє на її дестабілізацію відносно ребра перекидання, тобто зовнішніх коліс [7]. Втрата стійкості (перекидання) починається, коли $M_t < M_r$.

Складний рельєф лісових ділянок [1, 2] не обмежується простими ухилами. Він включає комбінації ухилів, ями, горби та перешкоди. Сучасні методології дослідження стійкості вимагають відтворення цих умов у віртуальному середовищі. Характеристики опорної поверхні визначаються двома ключовими параметрами: коефіцієнтом опору коченню та коефіцієнтом зчеплення. На лісових дорогах, особливо на м'яких ґрунтах,

коефіцієнт опору коченню може досягати значних величин [2]. І хоч він передусім впливає на поздовжню динаміку, як от витрату палива, необхідну тягову силу, диференційований опір коченню створює значний обертальний момент, що діє на лісовозний автомобіль відносно його вертикальної осі, змушуючи повертати або змінювати курс вліво чи вправо, що вимагає постійної корекції з боку водія або системи керування.

Коефіцієнт зчеплення ϕ є критичним параметром для поперечної стійкості, особливо коли відбувається сповзання, та поздовжньої динаміки. Лісові умови характеризуються низьким та вкрай непостійним ϕ (бруд, глина, мокре листя, сніг, коріння дерев). Перспективними в таких умовах роботи є використання спеціалізованих технологій. "Самоочисні конструкції" протекторів шин є критично важливими і вони запобігають забиванню протектора брудом та рослинними рештками. Це дозволяє підтримувати коефіцієнт зчеплення на стабільно високому рівні та забезпечує ефективну роботу елементів протектора, призначених для боротьби зі сповзанням.

Коефіцієнт опору коченню f_k використовується в динамічних моделях для врахування сил, що виникають внаслідок деформації шин та поверхні дороги. Хоча він переважно впливає на поздовжню динаміку (тягові розрахунки, витрата палива), нерівномірний опір коченню (наприклад, коли колеса одного борту знаходяться на більш м'якому ґрунті, ніж іншого) створює дестабілізуючий момент рискання. Це безпосередньо впливає на курсову стійкість і вимагає коригувальних дій від водія або системи стабілізації.

Експлуатаційні умови не є статичними вхідними даними для розрахунків; вони є динамічними та стохастичними факторами. Коефіцієнт опору коченню та коефіцієнт зчеплення не є константами, а постійно змінюються залежно від ґрунту, погоди та рельєфу. Ця непередбачуваність робить класичні емпіричні розрахунки, що базуються на постійних коефіцієнтах, неадекватними для точної оцінки безпеки. Це, у свою чергу, виправдовує перехід до двох більш складних підходів: багатомасового стохастичного моделювання та розробки активних систем керування, які можуть адаптуватися до цих мінливих умов у реальному часі [6].

Еволюція методів розрахунку динамічної стійкості пройшла шлях від простих емпіричних залежностей до складних багатомасових моделей. Побудова математичної моделі з використанням фундаментальних законів механіки, зокрема, методу Лагранжа, дозволяє отримувати теоретичні моделі руху системи, яка слугує основою для розуміння її динаміки та для подальшої верифікації чисельних симуляцій [10]. Але надзвичайна складність аналітичних рішень методом Лагранжа для систем з багатьма ступенями свободи, якими є зчленовані лісові машини, потребує застосування чисельного моделювання.

Забезпечення динамічної стійкості досягається комплексом заходів, що поділяються на пасивні (конструктивні) та активні (системи керування).

Пасивні та конструктивні рішення закладаються на етапі проєктування машини. Це може бути оптимізація центру ваги, що досягається компонованням важких агрегатів (двигун, трансмісія) якомога нижче в рамі машини. Конструкція маніпулятора також важлива, бо вибір типу стріли маніпулятора має прямий і неочевидний вплив на динамічну стійкість під час роботи. У той час як радіальний підйом зміщує вантаж, а отже і загальний центр ваги системи "машина+вантаж" по дузі, що може призвести до його значного виносу назовні в середині траєкторії, конструкція з вертикальним підйомом забезпечує підвищену стабільність [7]. Це пов'язано з тим, що вертикальний підйом утримує вантаж ближче до машини протягом усієї траєкторії підйому, мінімізуючи зміщення загального центра ваги та перекидаючі моменти.

Шина також є ключовим пасивним елементом стабілізації. Як зазначалося раніше, спеціалізовані конструкції протектора безпосередньо протидіють бічним силам, що викликають сповзання. Самоочисні конструкції забезпечують стабільність коефіцієнта зчеплення, запобігаючи забиванню протектора брудом.

Пасивних рішень недостатньо для компенсації всіх динамічних ризиків, особливо в умовах змінного зчеплення або під час роботи на високих швидкостях, наприклад, у сортиментовозів чи в автономному режимі. Технології активної безпеки є необхідними для моніторингу та корекції стану машини [6]. Електронний контроль стійкості є найбільш поширеною активною системою. Наприклад, система активного рульового керування може збільшувати або зменшувати кут повороту коліс незалежно від водія, щоб активно коригувати траєкторію та протидіяти занесенню.

Висновки

1. Рельєф місцевості є вагомим фактором, що визначає динамічну стійкість лісових машин. Рух на поздовжніх та поперечних ухилах кардинально змінює розподіл навантажень. Поперечний ухил (крен) безпосередньо знижує поріг перекидання, оскільки бічна складова сили тяжіння додається до будь-яких інших поперечних сил, наприклад, відцентрової і діє як постійний перекидаючий момент.

2. Параметри дорожнього покриття є критичними змінними, що безпосередньо входять до формул розрахунку динамічної стійкості, визначаючи межі безпечної експлуатації. Коефіцієнт зчеплення φ визначає максимальну бічну або поздовжню силу, яку може передати шина до втрати зчеплення (ковзання). Також він є ключовим у формулах, що описують стійкість проти сповзання та занесення, особливо під час гальмування

3. Безпека руху лісотранспортної машини повинна зберігатись впродовж всього терміну його служби. Стан шин та гальм є одними із важливих факторів, що впливають на стійкість. Щоб запобігти занесенню на слизькій дорозі необхідно гальмувати без вимкнення зчеплення і під час наближення до заокруглень дороги плавно переходити від вищих передач до нижчих. Дослідження, пов'язані з визначенням закономірностей зміни параметрів, що впливають на курсову стійкість лісовозного автомобіля, мають практичну значимість, бо це призведе до збільшення безпеки на дорозі та до раціонального використання ресурсів і економії коштів, часу тощо.

4. Проведені розрахунки поздовжньої і поперечної стійкості у різних дорожніх умовах порожнього та навантаженого лісовозного автомобіля Урал-4320, дозволили визначити критичну швидкість за умовою перекидання, критичну швидкість за умовою ковзання та розрахувати критичний кут за умовою перекидання і ковзання. Розрахунками доведено, що зі збільшенням швидкості руху і повороту керованих коліс, зменшенням радіусу кривизни траєкторії і коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою, стійкість лісовозного автомобіля знижується.

5. Проведений аналіз демонструє чітку еволюцію в підходах до вивчення динамічної стійкості лісових машин. Відбувся перехід від використання спрощених емпіричних формул [9], які були визнані недостатніми через специфіку "шина-грунт" та зчленовану конструкцію, до розроблення складних, валідованих багатомасових моделей. Аналіз виявив кілька ключових напрямків для подальших наукових досліджень: вдосконалення моделей взаємодії "шина-грунт", які б враховували деформацію, змінну несучу здатність та низьке зчеплення м'яких ґрунтів та розроблення систем для повністю автономних (безпілотних) лісових машин.

6. Таким чином, аналіз динамічної стійкості лісових машин є комплексною задачею, яка поєднує динаміку багатомасових систем, теорію керування та механіку ґрунтів.

Список використаних джерел

1. Библиук Н.І. Лісотранспортні засоби: теорія. – Львів: "Панорама", 2004. – 253 с.
2. Білик Б.В., Адамовський М.Г. Теорія самохідних лісових машин. Київ-Львів : Вид-во ІЗМН, 1998. 208 с.
3. Heinimann, H. R. (1999). Ground-based harvesting technologies for steep slopes. *Journal of Forest Engineering*, Vol. 10 (2), 1–14.
4. Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Закапко О.Г. Оцінка граничного навантажувального режиму рульового керування тракторного самохідного шасі. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил, 1(71), 2022, С.111-116.
5. Qingyong Meng, Lulu Gao, Heping Xie, Fengqian Dou. Analysis of the Dynamic Modeling Method of Articulated Vehicles – *Journal of Engineering Science and Technology Review*, Vol. 10(3), 2017, pp. 18 – 27.
6. Gibson, H. G., Elliot, K. C., & Persson, P. E. (1999). Side slope stability of articulated-frame logging tractors. *Journal of Terramechanics*, Vol. 8 (2), 65–72.
7. Луста Ю. Р., Мачуга О. С. Визначення меж безпечної експлуатації лісової машини з асиметрично розміщеним робочим органом на території з ухилом. Вісник Херсонського національного технічного університету. Херсон 2024. № 3. С. 75 – 84.
8. Гречанюк М. С. Поперечна стійкість сідлового автопоїзда в режимі гальмування. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2015. № 1. С. 136–140.
9. Білик Б. В., Шевченко Н. В. Методичні вказівки для практичних занять з дисципліни «Теорія та проектування самохідних лісових машин». ВРЦ НЛТУ України. Львів 2007, 36 с.
10. Xintao Lin, Yue Zhu, Zheng Xie. Mechanics Modeling and Simulation Analysis of a Novel Articulated Chassis for Forestry. *Sustainability* 2022, 14 (23), 16118. <https://doi.org/10.3390/su142316118>.