

УДК 630\*377.4:531.6

Луца Ю.Р., аспірант

Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, [izeus98@gmail.com](mailto:izeus98@gmail.com)

### КОМПЛЕКСНИЙ ПІДХІД У ЗАБЕЗПЕЧЕННІ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СТІЙКОСТІ НА УХИЛІ ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНОГО КОМБАЙНА

Експлуатація сучасної лісозаготівельної техніки потребує визначення меж безпечних умов експлуатації. Найбільш актуальне таке завдання для машин, які здійснюють роботу в лісі, на поверхні зі значними ухилами та ґрунтами з різною несучою здатністю. Також для експлуатації таких машин існують ризики: асиметричність розташування робочих органів, нестаціонарна взаємодія з робочим середовищем, робота на поверхнях з боковим ухилом.

Наявні підходи визначення безпечних умов експлуатації, зазвичай ґрунтуються статичних методах механіки [1], дані методи не дають повного спектру для визначення безпечних умов експлуатації та не враховують стан опорної поверхні та динамічне навантаження.

Розглядається харвестер – лісозаготівельний комбайн, що працює на ґрунтовій території з ухилом (рис. 1). На асиметрично розташовану стрілу – маніпулятор з харвестерною головкою діє нестаціонарна сила  $F$ , яка виникає внаслідок нестаціонарної взаємодії робочого органу машини з стовбуром дерева (удар, захоплення, падіння стовбура). Завдання полягає у визначенні допустимих ухилів території для експлуатації харвестера в умовах дії сили  $F$ .

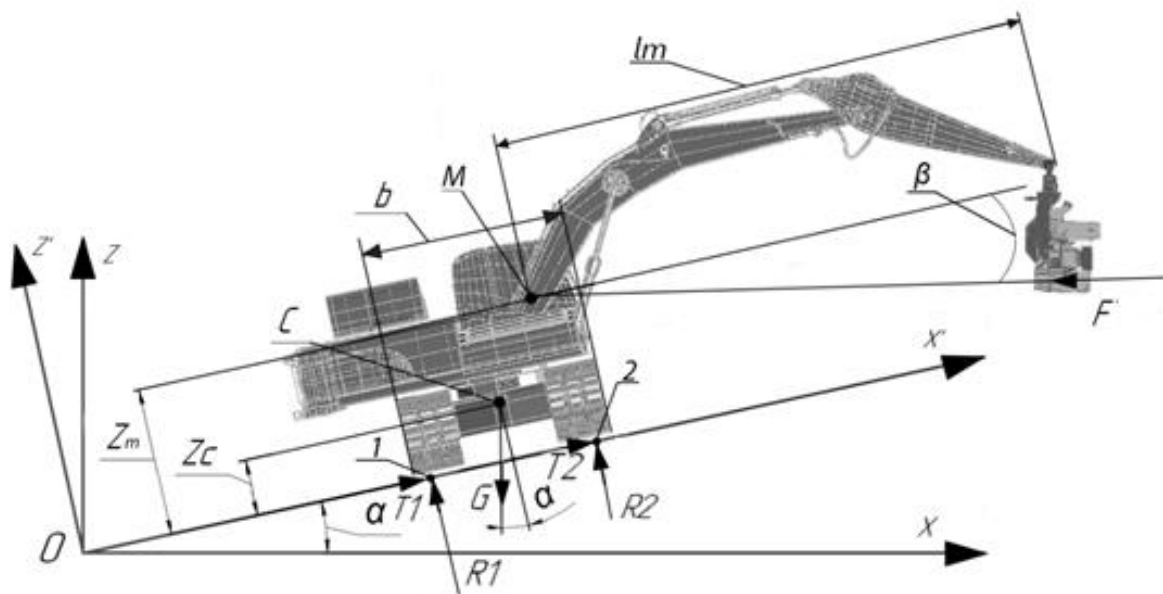


Рис. 1 – Зовнішні сили й опорні реакції, що діють на харвестер, що виконує роботу на ухилі

Для розв'язку даної задачі пропонується застосовувати комплексний підхід: визначити допустимі ухили, виходячи з умови стійкості до перекидання та з умови стійкості до бокового скочвання.

**Стійкість до перекидання.** У випадку, коли взаємодія робочого органу – маніпулятора харвестера з зовнішнім чинником (перешкодою, стовбуром тощо) є нестаціонарною – баланс сил запишемо у відповідності до с даної на рисунку 1 схеми. Для даного випадку розглядаємо динамічне навантаження на робочий орган, яке характеризується силою  $F$ .

На рисунку 1 застосовано позначення:  $R_1$ ,  $R_2$  – нормальні реакції опорної поверхні відповідних рушіїв;  $T_1$ ,  $T_2$  – відповідні дотичні реакції;  $\beta$  – кут між поверхнею руху та

напрямок сили  $\mathbf{F}$ ;  $\mathbf{M}$  – точка прикладання сили  $\mathbf{F}$ ,  $\mathbf{Im}$  – довжина асиметрично розташованого робочого органу;  $z_M$  – відстань від поверхні руху до точки  $\mathbf{M}$ . Інші позначення зрозумілі з рисунку.

На основі даної схеми плоско-паралельної системи сил (рис. 1) отримано систему рівнянь:

$$\begin{aligned} T_1 + T_2 &= G \sin \alpha + F_i \cos \beta, \\ R_1 &= -R_2 + G \cos \alpha - F_i \sin \beta, \\ \cos \alpha_1 - \sin \alpha_1 \frac{2z_C}{b} &= \frac{2F_i}{G} \left( \sin \beta + \frac{z_M}{b} \cos \beta \right) \end{aligned} \quad (1)$$

Перші два рівняння (3) є справедливими для загального випадку кута ухилу місцевості  $\alpha$ , третє, в свою чергу, лише для граничного кута ухилу а третє справедливе лише для граничного значення ухилу  $\alpha_1$ , за якого  $\mathbf{R}_2 = \mathbf{0}$ , – машина перекидається.

Із аналізу результатів можна відзначити, що значення критичного ухилу  $\alpha_1$  залежить від вагових характеристик машини та навантаження прикладеного до харвестера, а також геометричних параметрів харвестера і не залежить від фізико-механічних параметрів ґрунту.

**Стійкість до бокового сковзання.** Взаємодія рушія харвестера з опорною поверхнею відображається параметром дотичних реакцій ґрунту  $T_1$ ,  $T_2$ , розміром контакту всієї площі гусениці з опорною поверхнею  $S_K$  та здатністю ґрунту протидіяти зсуву  $\tau_s$  [2].

Втрата стійкості через бокове сковзання настає, коли дотичні напруження, перевищують тримну здатність ґрунту, яка у відповідності визначається з наступної рівності:

$$\tau_s = c + \sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (2)$$

де  $c$  – зчіплення частинок ґрунту,

$\varphi$  – кут внутрішнього тертя,

$\sigma \approx \frac{R_1 + R_2}{S_K}$  – середнє значення нормальних напружень під гусеничними рушіями машини.

Застосовуючи до умови стійкості результати силового балансу (1) отримаємо:

$$\cos \alpha_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi - \sin \alpha_2 = \frac{1}{G} (F_i \cdot \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \varphi - c \cdot S_K) \quad (3)$$

Із аналізу отриманого результату (3) зазначимо, що граничний кут  $\alpha_2$  залежить як від вагових характеристик машини та корисного навантаження, так і від фізико-механічних характеристик ґрунтової поверхні руху.

Методи визначення допустимих експлуатаційних умов лісозаготівельної техніки, що працює на ґрунтових поверхнях з ухилом, реалізовано формулами (1) та (3), які й визначають такі умови. Для визначення граничних умов потрібно знайти кути  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  та вибрати мінімальний з них. Тестовими розрахунками становлено, що для деяких типів ґрунтів бокове сковзіння настає за значно менших кутів, аніж перекидання.

#### Список посилань

1. Библюк Н. І. Лісотранспортні засоби: Теорія. / Н. І. Библюк. – Львів: Панорама, 2004. – 453 с.
2. Терцаги К. Теорія механіки ґрунтів: пер. с німецького. / Терцаги К. – Москва: ГСІ. 1961. – 507 с.