

УДК 621.941-229.3:531.133

Луста Ю. Р., аспірант

Мачуга О. С., докт. техн. наук, професор

Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, oleg_mach@ukr.net

РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗАДАЧ ВЗАЄМОДІЇ ЛІСОВИХ МАШИН З РОБОЧИМ СЕРЕДОВИЩЕМ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРИНЦИПУ СУПЕРПОЗИЦІЇ СИЛ

Робота в лісовій промисловості супроводжується ризиком травмування. Щороку 8,1% працівників галузі звертаються до органів охорони здоров'я з серйозними травмами. 30,2% травм пов'язані із заготівлею деревини з використанням спеціалізованого обладнання [1]. Доцільно проводити оцінку безпечних меж експлуатації для зменшення відсотку травмувань. Для спеціалізованої лісозаготівельної техніки існує низка чинників, які можуть спричинити перекидання чи ковзання [2]: кут ухилу місцевості, кут повороту робочого органу, відстані від вантажу до транспортного засобу, ваги вантажу, швидкості повороту маніпулятора, тримної здатності ґрунту та інших специфічних чинників. Слід визначити вплив кожного з цих чинників для окреслення безпечних умов експлуатації. Використання методу суперпозиції сил дозволяє розділити чинники впливу на групи та визначити їх сумарний вплив на спеціалізовану техніку (1).

$$\sum F = \sum F_i^G + \sum F_i^A, \quad (1)$$

де $\sum F_i^G$ – сума сил від ваги елементів машини (транспортне положення),

$\sum F_i^A$ – сума сил від асиметричного навантаження.

Умовою виникнення небезпечної ситуації (перекидання) є втрата контакту з опорною поверхнею одного з коліс, тобто сила нормальних реакцій є рівною нулю (2).

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

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.

Для демонстрації використання методики вибраний харвестер Valmet 911.3 зі стрілою-маніпулятором, розрахункова модель зображена на рис. 1.

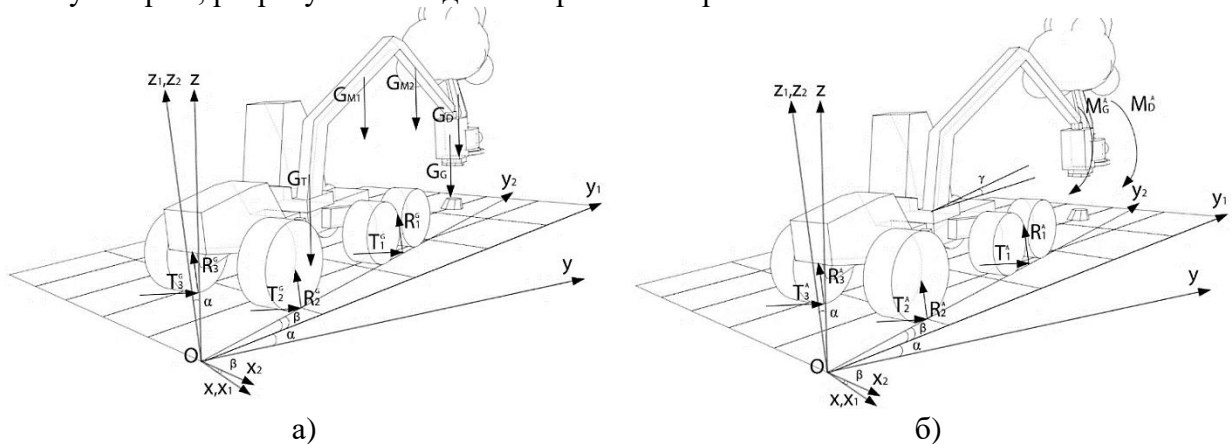


Рис. 1 – Модель харвестера, що виконує роботу на ухилі під кутом α та повернутий відносно висхідної лінії y_1Oy_2 на кут β : сили від ваги елементів харвестера а) та сили від асиметричного навантаження б)

Нормальні реакції в транспортному положенні визначено з умови перерозподілу ваги між осями машини [3] – реакції під двигуном $R_d^G \approx 0,2R_n^G$ та під візком $R_v^G \approx 0,3R_n^G$.

Для розрахунку нормальних реакцій від дії асиметричного навантаження (рис. 1, б) використовується система рівнянь (3):

$$\begin{cases} R_1^A + R_2^A + R_3^A + R_4^A = 0; \\ -(R_3^A + R_2^A) \cdot a - (G_G + G_D) \cdot (L_{M1} + L_{M2}) \cos \gamma \cdot \cos \alpha = 0; \\ (R_1^A + R_2^A - R_3^A - R_4^A) \cdot \frac{b}{2} - (G_G + G_D) \cdot (L_{M1} + L_{M2}) \sin \gamma \cdot \cos \alpha = 0; \\ R_1^A = R_4^A \cos \gamma + R_2^A \sin \gamma. \end{cases} \quad (3)$$

де γ – кут повороту стріли маніпулятора від напрямку руху праворуч,

b – ширина машини,

a – база машини,

$L_{M1,2}$ – довжина першої та другої ланки маніпулятора,

$G_{G,D}$ – сила від ваги головки маніпулятора та дерева відповідно.

Система рівнянь (3) складається з трьох рівнянь рівноваги паралельної системи сил від дії моментів сил що виникли внаслідок асиметричного положення робочого органу та додатково містять четверте рівняння, яке пов'язує відповідні реакції з геометричних міркувань. Реакції найбільш та найменш навантажених коліс від положення стріли γ для різних ухилів місцевості наведено на рис. 2.

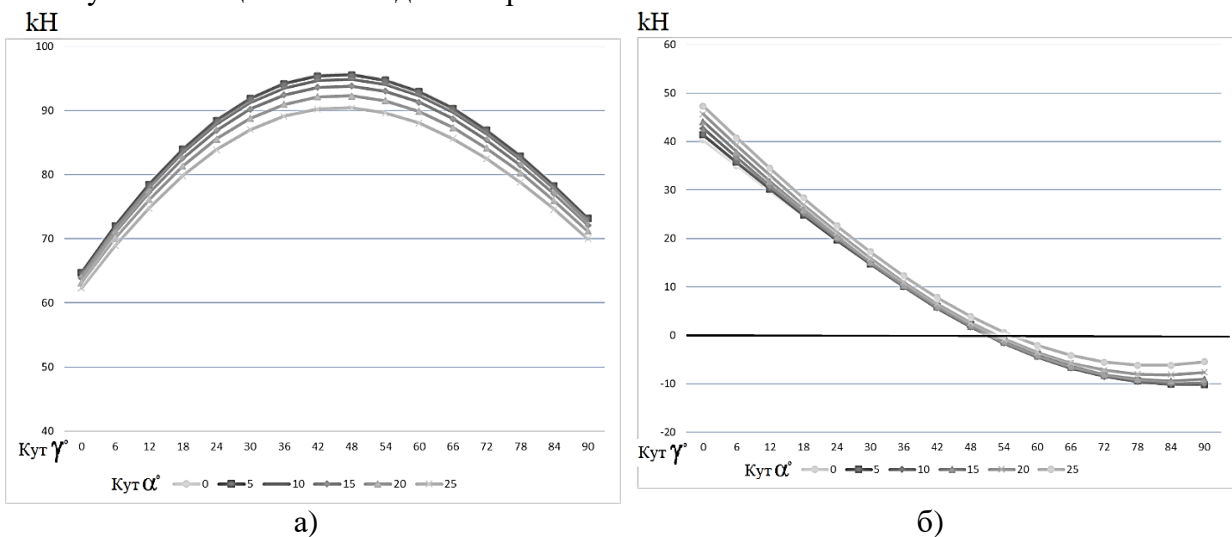


Рис. 2 – (а): графік для реакції R1 (найбільш навантажене колесо); (б): графік для реакції R3 (найменш навантажене колесо)

Із отриманих графіків можливо визначити кут відхилення стріли – маніпулятора, за яких наступає втрата поперечної стійкості машини. Для продемонстрованого випадку це значення кутів γ та α для яких дані рис. 2 розташовано нижче нуля.

Список посилань

1. Ghaffariyan M. R. Analysis of forestry work accidents in five Australian forest companies for the period 2004 to 2014 / Ghaffariyan M. R. // Journal of forest science. – vol. 62, no. 12 – 2016. – p. 545–552. doi: 10.17221/80/2016-JFS
2. Edwards D., Parn E. A., Sing M. C-P., Risk of excavator overturning. Engineering. – Construction and Architectural Management. – vol. 26, no. 3, – 2019. – p. 479-498. doi: 10.1108/ECAM-03-2018-0125
3. Білик Б. В. Теорія та проектування самохідних лісових машин. / Б. В.Білик. – Львів: РВВ НЛТУУ, 2014. – 297 с.

4. Библиук Н.І. Лісозаготівельні комбайни: особливості конструкції, функційні схеми, перспективи. / Библиук Н.І., Мачуга О.С. // Вістник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Машинобудування. – К.: НТУУ «КПІ». – 2009. – 55. – с. 235 – 241.

5. Мачуга О.С. Методи визначення допустимого ухилу місцевості для безпечної експлуатації спеціалізованої техніки під дією нестационарного навантаження. / Мачуга О.С., Борис М.М., Луста Ю.Р. // Mechanics and advanced technologies. – vol. 6, no. 2 – 2022. – p. 130 – 138. doi: 10.20535/2521-1943.2022.6.2.257604

УДК 539.4

Хворостяний В. В., канд. техн. наук
Бодунов В. Є., гол. інженер-дослідник
Качинська І. Р., пров. інженер

Інститут проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України, м. Київ, plt2002@ukr.net

МЕТОДИКА ОЦІНКИ СТУПЕНЮ ЛОКАЛІЗОВАНОГО ПОШКОДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ З БАГАТОШАРОВОГО СКЛА МЕТОДОМ СТАТИЧНОГО ПРОДАВЛЮВАННЯ ПУАНСОНОМ

Розв'язання задач контролю міцності, ударної стійкості, масштабу і характеру неоднорідності пошкоджуваності та зменшення жорсткості сучасних систем композитних і гібридних елементів конструкцій балістичного захисту потребує застосування розроблених та вдосконалених експериментально-розрахункових підходів, що враховують виробничі та експлуатаційні фактори із забезпеченням відповідності вимогам надійності та функціональності [1]. У структурі захисного скління, що складається з багатошарової ударостійкої пластини з силікатного флоат-скла та адгезійних полімерних прошарків, після балістичних уражень відбуваються значні зміни механічних характеристик. В зонах ударних впливів та на деяких відстанях від них утворюються локалізовані пошкодження скляних пластин з деградацією їх механічного стану, що позначається на працездатності і збереження ними своїх функціональних властивостей. Саме тому актуальними є методи досліджень, що ставлять за мету визначення впливу ступеню пошкодження скляних пластин при ураженнях на їх несівну здатність для обґрунтування можливості продовження терміну використання бронеелементу у реальних обставинах на проміжок часу до здійснення ремонту та відновлення систем прозорого бронювання.

У наведеній роботі запропоновані шляхи вирішення зазначеної проблеми, що полягають у застосуванні методики оцінки механічного стану елементів конструкцій балістичного захисту в умовах їх статичного локального продавлювання (індентування) сталевим пуансоном по нормалі до площини скла на різних відстанях від кромки та осередків уражень. Реалізація методу здійснювалась на модернізованій гідравлічній установці ZD-4 для механічних випробувань крихких матеріалів з використанням універсальної вимірювальної системи GT-12-M18 та відповідного програмного забезпечення GlassBend.

Об'єктом дослідження була багатошарова ударостійка пластина (триплекс) з розмірами 225 мм × 170 мм × 46 мм, структура якої мала вигляд 10 – 8 – 8 – 6 – 6 – 3, тобто з'єднано 6 стекол між якими наявні адгезійні полімерні прошарки. Ця пластина була після балістичних випробувань і мала два осередка ураження без наскрізного пробиття. Експерименти з індентування триплексу виконували на лицевій стороні першого шару скла товщиною 10 мм, який першим зазнавав ударних впливів високошвидкісними ударниками. Застосовано жорсткий пуансон циліндричної форми з конічною ділянкою та пласкою круглою вершиною (площадкою) діаметром 4 мм з кутом при вершині 30⁰, виготовленого із загартованої сталі (Сталь 45) твердістю HRC≥62. Голівка пуансону мала форму наближену до оживальної (обтічна, проміжна між конусом та еліпсоїдом), що дозволяло імітувати умови контактної взаємодії скляної захисної пластини з реальними засобами ураження.