

Кібербезпека: зі зростанням підключених транспортних засобів зростає ризик кібератак, що вимагає розробки надійних заходів захисту.

Фінансування та інвестиції: Високі витрати на впровадження та обслуговування ІТС можуть бути перешкодою для їх широкомасштабного розповсюдження.

Інтелектуальні транспортні системи відіграють ключову роль у формуванні майбутнього мобільності, пропонуючи рішення для підвищення ефективності, безпеки та екологічності транспорту. Попри існуючі виклики, постійний розвиток технологій та підтримка з боку урядів і приватного сектору сприяють подальшому поширенню та вдосконаленню ІТС у всьому світі.

### Перелік посилань

1. FCC passes auto safety spectrum rules  
[https://www.theverge.com/2024/11/21/24302733/fcc-cv2x-cellular-vehicle-everything-spectrum-rules-final?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.theverge.com/2024/11/21/24302733/fcc-cv2x-cellular-vehicle-everything-spectrum-rules-final?utm_source=chatgpt.com)

Колеснік Іван Васильович, канд. техн. наук, доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України, [ivankolesnik@nubip.edu.ua](mailto:ivankolesnik@nubip.edu.ua)  
Волошин Назар Миколайович, студент групи АІ 2404м, Національний університет біоресурсів і природокористування України

## ІСНУЮЧА МЕТОДИКА ВИБОРУ СУЧАСНОЇ БАЗИ КОЛІСНОЇ МАШИНИ

Безпека руху визначається активною та пасивною безпекою колісних машин (КМ), дорожньою інфраструктурою та кваліфікацією водіїв. Активна безпека значною мірою залежить від конструкції КМ, у тому числі і від її колісної бази (бази), величина якої помітно впливає на стійкість руху. В даний час при проектуванні КМ база вибирається апріорно, виходячи з призначення КМ, її потрібної вантажопідйомності, пасажиромісткості та (або) з міркувань компонування [1 2]. Це робиться без урахування впливу бази на стійкість руху КМ. Аналіз спеціальної літератури показав, що бази на стійкість руху КМ вивчено недостатньо. У зв'язку з цим дослідження, присвячені поліпшенню стійкості руху КМ за рахунок раціонального вибору її бази, є дуже актуальними.

При виборі бази легкового автомобіля на початковому етапі проектування орієнтуються прототип автомобіля відповідного класу. У процесі проектування нової модифікації машини величина бази дещо змінюється відповідно до обраної (скоригованої) схеми трансмісії.

При виборі бази автобуса спочатку орієнтуються з його місткість, обумовлену технічним завданням. При подальшому проектуванні величина бази може змінюватись відповідно до обраної (скоригованої) схеми трансмісії.

На рис. 1 представлена схема для розрахунку довжини вантажного кузова (вантажної платформи), яку вибирають, орієнтуючись на вантажопідйомність та види вантажів, що перевозяться, а базу автомобіля виражають як функцію цього параметра за формулою 1.1.

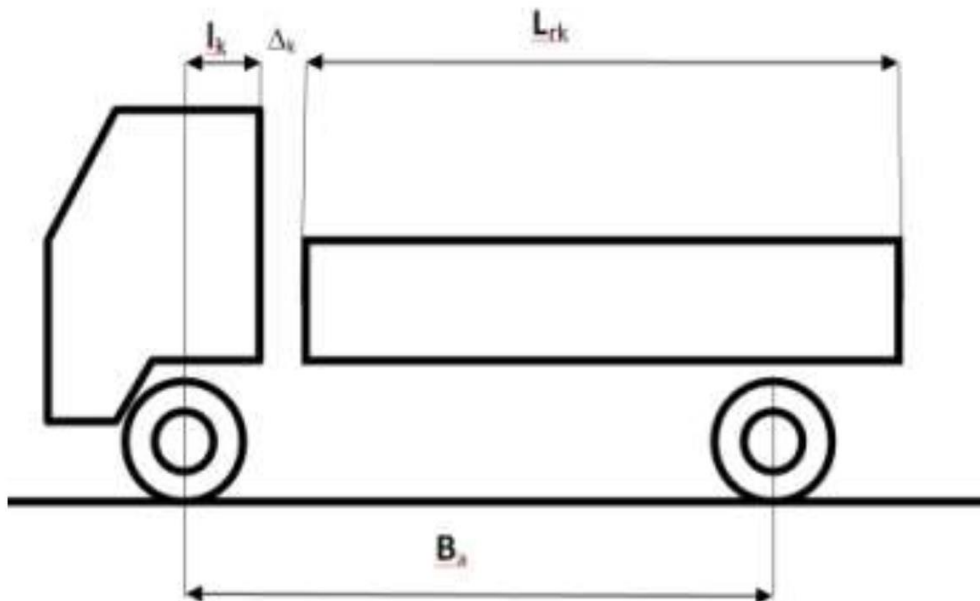


Рисунок 1 – Схема для розрахунку величини бази вантажного автомобіля

Ця функція враховує відстань компонування від передньої осі машини до задньої стінки кабіни і мінімальний зазор між стінкою кабіни, переднім бортом кузова [3, 4]

$$B_a = \frac{G_M \left( l_k + \Delta_k + \frac{L_{гк}}{2} \right)}{G_{zp} - G_{1z} + G_{1c}}, \quad (1)$$

де  $G_M$  - споряджена маса машини;

$G_{гп}$  - вантажопідйомність машини;

$l_k$  - відстань від передньої осі машини до задньої стінки кабіни;

$\Delta_k$  - мінімальний зазор між стінкою кабіни та переднім бортом вантажного кузова;

$L_{гк}$  - довжина вантажного кузова;

$G_{1г}$ ,  $G_{1c}$  - навантаження на передню вісь вантаженого та навантаженого автомобіля відповідно (наведений вираз справедливо і для тривісних автомобілів, якщо базу приймати за величиною повної колісної бази).

Положення коліс по довжині залежить від обраного розподілу мостами маси автомобіля з повним навантаженням і без навантаження [3, 4]; від розміщення кожухів коліс, які не повинні погіршувати умови розміщення педаль, комфортабельність переднього пасажира, положення кермової трапеції та не повинні викликати зменшення ширини заднього сидіння легкового автомобіля та, по можливості, багажника. З урахуванням перелічених вимог, проектуваль-

ник може внести 10% зміну у величину бази, не впливаючи на обмеження за класифікаційними ознаками і не вносячи істотних змін до схеми трансмісії та довжини вантажної платформи.

У роботі проведено аналіз неоднозначного впливу зміни величини колісної бази на стійкість руху колісної машини у різних режимах руху. Надано рекомендації щодо вибору бази.

### Перелік посилань

1. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник / В. П. Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. – К.: КВІЦ, 2004. – 174 с: іл.
2. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: навч. посібник / Є.Ю. Форнальчик, М. С. Оліскевич, О. Л. Мاستикаш, Р. А. Пельо. – Львів: Афіша, 2004. – 492 с.
3. Road Vehicle Dynamics/Rao V. Dukkipati, Jian Pang, Mohamad S. Qatu, Gang Sheng, Zuo Shuguang, SAE International 2008. –874р.
4. Лудченко, О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Організація і управління: підручник / О. А. Лудченко. – К.: Знання-Прес, 2004. – 478 с.: іл.

Коряк Олександр Олексійович, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, alexanderalexkor@gmail.com

### РІВНЯННЯ РУХУ ШАРНІРА НЕРІВНИХ КУТОВИХ ШВИДКОСТЕЙ

Шарнір нерівних кутових швидкостей (шарнір Гука) отримав широке розповсюдження завдяки простоті і надійності конструкції. Він використовується для передачі обертального руху в приводах різноманітних механізмів, вали яких розташовані під деяким кутом, а також, якщо міжосьовий кут передачі  $\alpha$  змінюється в процесі роботи.

При дослідженнях динамічних процесів, які відбуваються в механічних передачах з використанням шарніра нерівних кутових швидкостей, зазвичай вдаються до деяких припущень. Наприклад, не враховують масово-інерційні параметри хрестовини і особливості її руху. Такий підхід цілком виправданий при розрахунках тихохідних передач, зважаючи на відносно незначну масу хрестовини. Проте, при точних розрахунках швидкохідних передач таке спрощення може призвести до суттєвої похибки.

Складемо рівняння руху шарніра Гука, враховуючи масово-інерційні і кінематичні характеристики його хрестовини.

На рис. 1 представлена схема шарніра нерівних кутових швидкостей. Прямокутні декартові системи координат, – нерухомі  $Ox_1y_1z_1$  і  $Ox_3y_3z_3$ , в яких напрямки осей ординат  $Oy_1$   $Oy_3$  збігаються з напрямками відповідних векторів