

УДК 623.4.011

В. П. Пісарєв, А. П. Горбунов

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЇ І ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ НА ВЛАСТИВОСТІ БОЙОВОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ

Наведено результати попереднього оцінювання впливу конструкції і характеристик пружних елементів підвіски на максимально припустиму швидкість руху бойової колісної машини при подоланні поодинокі нерівності заданої величини за умови недопущення пробою підвіски.

Постановка проблеми. Виконання завдань внутрішніми військами у деяких випадках передбачає використання броньованих транспортних засобів високої прохідності для здійснення маршу, переслідування, перехоплення, блокування та пошуку суб'єктів протидіючої сторони.

Важливими факторами виконання завдань у зазначених випадках є середня швидкість руху на пересіченій місцевості та показники плавності ходу транспортного засобу. Бронетранспортер з більшою, ніж існуюча, середньою швидкістю руху матиме безумовну перевагу у часі виконання бойового завдання. Важливим є і той факт, що особовий склад за час здійснення маршу на бронетранспортері з покращеними показниками плавності ходу зазнає менших навантажень та лишається більш боєздатним на момент початку активних дій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Середні швидкості руху пересіченою місцевістю обмежені можливостями реалізації систем підресорювання. Крім того швидкість руху у більшості дорожніх умов обмежується рівнем прискорень, які водій вважає терпимими. Водії керують машиною так, що величина середньоквадратичних прискорень у зоні розташування сидіння у всіх випадках практично не перевищує 0,25 g, а максимальний прогин передньої підвіски не більше 0,7...0,75 від динамічного ходу [1], що пояснюється прагненням не припускати "пробов" підвіски, які є причиною значних прискорень.

Існуючі способи удосконалення систем підресорювання з металевими пружними елементами практично вичерпали свої резерви. Єдиним дієвим способом значного збільшення енергоємності підвіски за умови збереження існуючих динамічних ходів є застосування неметалевих пружних елементів, які здатні реалізувати пружну прогресивну характеристику. Збереження дійсних динамічних ходів є актуальним з позиції мінімізації змін існуючої конструкції транспортного засобу в процесі модернізації.

У ході аналізу існуючих схем підресорювання встановлено, що реалізувати розроблені серійні гідропневматичні пружні елементи (ГППЕ) без втручання в геометрію передавальних пристроїв та броньований корпус проблематично з причини їх вертикального розташування. Використовуючи оригінальне конструктивне рішення ГППЕ [2] з кульково-гвинтовим передаточним механізмом (КГМ) та рухомих шліцьовим з'єднанням, можливо його реалізувати з горизонтальним розташуванням пружного елемента [3]. Схема запропонованої конструкції наведена на рис. 1. Принцип дії ГППЕ полягає у

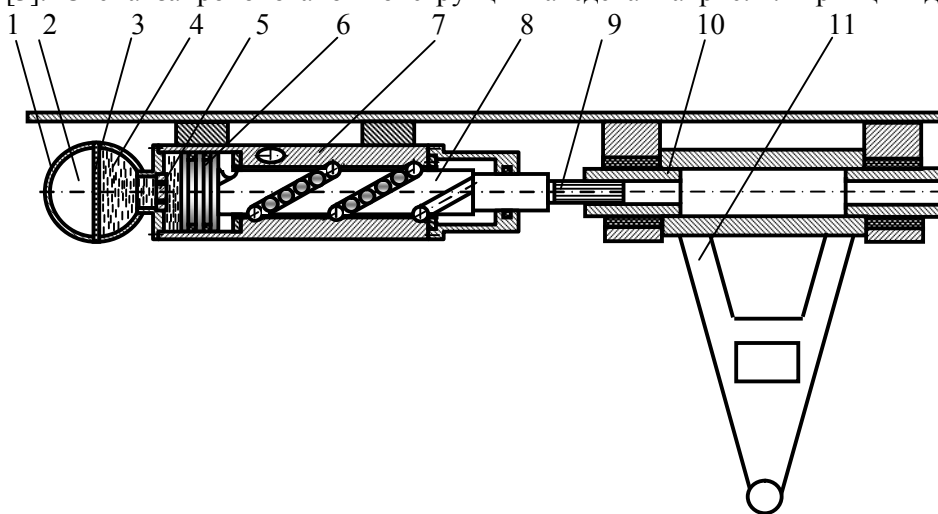


Рис. 1. Гідропневматична підвіска

1 – газовий балон; 2 – робочий газ; 3 – діафрагма; 4 – гідравлічна рідина; 5 – пропускні клапани; 6 – поршень-гвинт; 7 – кулькова гайка; 8 – кульковий гвинт; 9 – шліці кулькового вала; 10 – шліцьова втулка; 11 – нижній важіль.

зворотно-поступальному обертальному переміщенні поршня 6 під дією КГМ при повороті важеля 11 підвіски. При цьому відбувається стиснення газу 2 у пневмобалоні 1 через рідину 4, яка тисне на діафрагму 3. На шляху перетікання рідини в балон встановлено перегородку з дроселюючими отворами 5 та клапанами, котрі забезпечують необхідну характеристику непружного гідравлічного опору.

Під час повороту важеля 11 угору, повертається шліцьована втулка 10, яка через шліци 9 повертає кульковий гвинт 8 у кульковій гайці 7. У цьому випадку гвинт рухається в осьовому напрямку, пересуваючи поршень-гвинт 6 у напрямку пневмобалона 1, примушуючи рідину 4 тиснути на діафрагму 3 і через неї на робочий газ 2. Останній виконує функції пружного елемента підвіски, а клапани 5 з дроселюючими отворами забезпечують гасіння коливань машини. У процесі осьового руху кулькового гвинта 8 у шліцьовому з'єднанні діють сили тертя, які є додатковим фактором демпфірування коливань корпусу машини.

На сьогодні аналітичними залежностями та існуючими математичними моделями оцінити очікуваний ефект від реалізації такого рішення у повному обсязі та виконати поставлені завдання з проектування неможливо з причини відсутності математичної моделі. Актуальним є розроблення математичних моделей оцінювання навантажень елементів системи підресорювання в динаміці, у яких на відміну від існуючих, буде враховано особливості нової гідропневматичної підвіски, зокрема: здійснення обертального та зворотно-поступального руху поршня гідроциліндра внаслідок перетворення напрямку передачі зусилля в кулько-гвинтовому з'єднанні та розсіювання енергії на конструкційне тертя, що забезпечуватиме додаткове демпфірування в рухомому шліцьовому з'єднанні за рахунок сил тертя між шліцями при переміщенні шліцьового валу відносно шліцьової втулки поршня-гвинта.

Для вирішення цієї проблеми в межах технології прикладного оптимального проектування [4] передбачене попереднє оцінювання вибраного шляху дослідження за спрощеними аналітичними залежностями.

Постановка завдання. Визначити максимально можливу швидкість руху колісної машини при проїзді через поодинокі нерівності за умови недопущення пробою підвіски. Оцінку швидкості руху провести для серійного зразка БКМ з торсіонною та гідропневматичною підвіскою.

Виклад основного матеріалу. Для визначення параметрів підвіски застосуємо аналітичні залежності якості підвіски, наведені у роботі [5].

Згідно з розрахунковою пружною характеристикою торсіонної підвіски (рис. 2) запас потенційної енергії пружної деформації [5]

$$A_n = \frac{C_p \cdot f_{km}^2}{2} - \frac{C_p \cdot f_{kc}^2}{2}, \quad C_p = \frac{10 \cdot G \cdot d^4}{l_t \cdot R_b},$$

де C_p – жорсткість [6] торсіонної підвіски (Н/см); f_{km} – повний хід підвіски (см); f_{kc} – статичний хід підвіски (см); G – модуль пружності другого роду (МПа); d – діаметр торсіона (см); l_t – робоча довжина торсіона (см); R_b – радіус нижнього важеля підвіски (см).

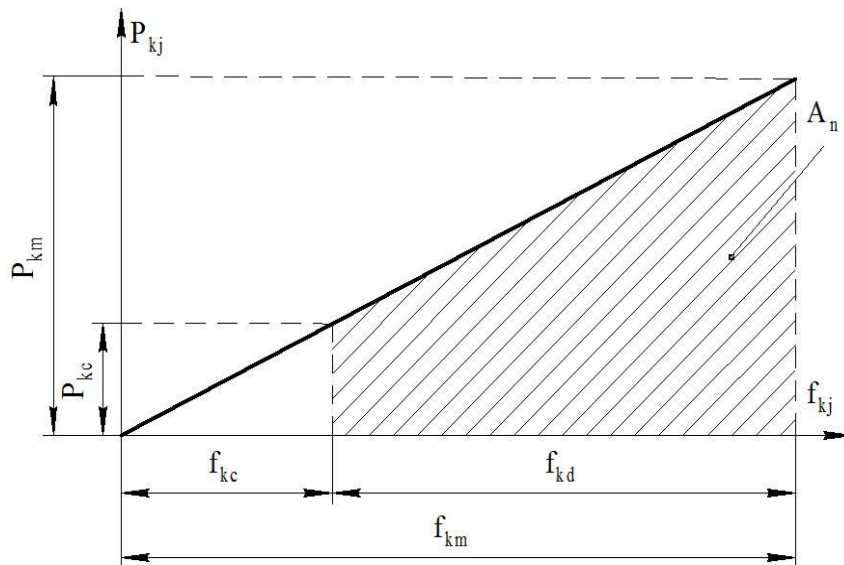


Рис. 2. Розрахункова пружна характеристика торсіонної підвіски: P_{km}, P_{kc} – зусилля на колесі відповідно до ходу підвіски f_{km}, f_{kc} ; P_{kj}, f_{kj} – поточні значення зусилля на колесі і ходу підвіски [3]

У розрахунку параметрів торсіонної підвіски необхідно враховувати величину припустимого напруження в торсіоні за його міцністю. Такі напруження обмежують можливості реалізації максимальних ходів підвіски (максимальних ходів за відсутності ударів днищем по ґрунтови).

Згідно з розрахунковою пружною характеристикою підвіски з ГППЕ (рис. 3) запас потенційної енергії пружної деформації [5]

$$A_n = \int_{f_{kc}}^{f_{km}} P_{kj}(f_{kj}) \cdot df_{kj},$$

а поточні значення зусилля на колесах [6]

$$P_{kj} = P_{kn} \cdot \left(\frac{V_m}{V_m - \frac{f_{kj}}{U_p} \cdot F_n} \right)^\chi,$$

На графіку позначено:

P_{kn} – максимальне зусилля на колесах, якщо тиск газу у пневмокамері $p = p_n$ (тиск p_n відповідає вивішеному положенню машини, коли важіль підвіски притиснутий до нижнього обмежувача ходу) (Н); P_{kj}, f_{kj} – поточні значення зусиль на колесах і ходів підвіски (Н; см); V_m – повний об'єм газу (см³); U_p – передаточне число підвіски (обумовлене співвідношенням радіусів нижнього важеля підвіски та кулько-гвинтового зачеплення); F_n – площа поршня-гвинта (обумовлена розмірами поперечного перетину ніш між нижніми важелями сусідніх коліс) (см²); χ – показник політропи стиснення газу.

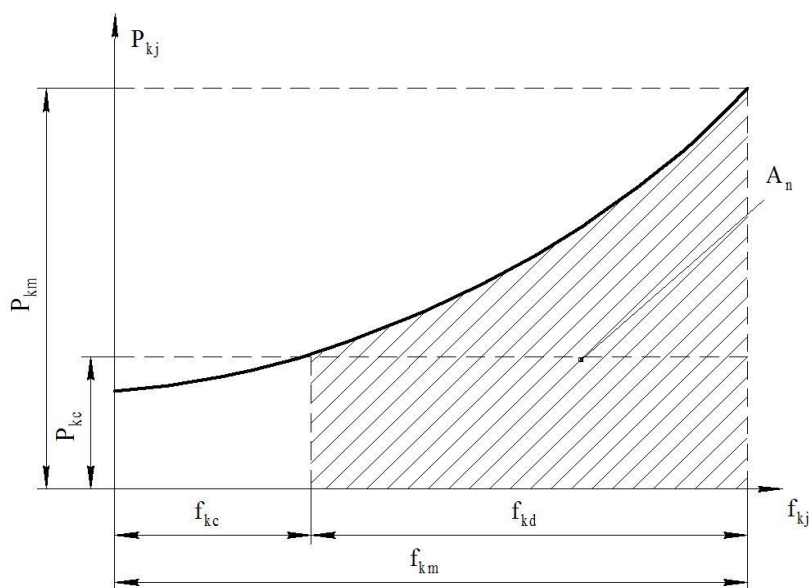


Рис. 3. Розрахункова пружна характеристика підвіски з гідропневматичним пружним елементом

Максимально припустима швидкість руху бойової колісної машини v_{max} (км/год) через поодинокую нерівність без пробую підвіски [5]

$$v_{max} = 3,6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot A_n \cdot \left(1 - \frac{h_n}{r}\right)}{m \cdot \left[4 + 2 \frac{h_n}{r} + \left(\frac{h_n}{r}\right)^2\right]}}$$

де A_n – потенційна енергія пружної деформації (Н·см); m – невідрачена маса (кг); h_n – висота нерівності (см); r – радіус колеса (см).

На рис. 4 для прикладу наведені результати розрахунків припустимої швидкості v_{max} руху БТР-70 з різними параметрами підвіски при подоланні поодинокій нерівності висотою h_n .

Крива v1 (торсіонна підвіска) $f_{kc} = 11,9$ см; $f_{km} = 29,1$ см (реалізувати максимальний хід підвіски $f_{km} = 35,6$ см проблематично за умови міцності торсіона, це пов'язано у першу чергу з можливостями технології заневолення).

Крива v2 (гідропневматична підвіска) $Kd = 3$; $f_{kc} = 11,9$ см; $f_{km} = 35,6$ см.

Крива v_3 (гідропневматична підвіска)
 $Kd = 1,5; f_{kc} = 6,5 \text{ см}; f_{km} = 35,6 \text{ см}.$

Крива v_4 (гідропневматична підвіска)
 $Kd = 3; f_{kc} = 6,5 \text{ см}; f_{km} = 35,6 \text{ см}.$

Висновки

З графіків (рис. 2, 3) видно, що навіть за умови однаковості статичних та динамічних ходів гідропневматична підвіска має переваги над торсіонною за енергоємністю.

Підвищення енергоємності дозволяє покращити середні швидкості руху. З графіків на рис. 4 видно, що, наприклад, максимально припустима швидкість руху, за умови недопущення пробою підвіски, при подоланні поодинокі нерівності в діапазоні 2,5... 25 см зростає на 20 ... 30 %.

Таким чином, бойова колісна машина з гідропневматичною системою підресорювання має переваги над серійними зразками з торсіонною системою підресорювання з максимально можливою середньою швидкістю руху пересіченою місцевістю та показників плавності ходу.

Техніка з удосконаленою системою підресорювання більш пристосована до виконання бойових завдань в різноманітних умовах.

Список використаних джерел

1. Пісарев В. П. Методологія та організація наукових досліджень: навч. посіб. / В. П. Пісарев. – Х. : ВІВВ МВС України, 2006. – С. 44 – 47.
2. Гидропневматическая подвеска. А. с. СССР № 921891, кл. В 60 G 15/06. [Писарев В. П. (SU), Станчев С. Д. (BG)]. 23.04.82.
3. Пісарев В. П. Особливості проектування легких броньованих колісних машин з горизонтально розташованими неметалевими пружними елементами / В. П. Пісарев, А. П. Горбунов // Системи озброєння і військова техніка. – Вип. 3(19). – Х.: ХУПС, 2009. – С. 42 – 45.
4. Пісарев В. П. Сучасна методологія прикладного оптимального проектування ходових частин транспортних засобів / В. П. Пісарев, А. П. Горбунов // Зб. наук. пр. Акад. ВВ МВС України. – Вип. 2. – Х., 2008. – С. 19 – 24.
5. Теория, конструкция и расчет боевых колесных машин: ученик / В. И. Медведков и др. – М.: Издание академии БТВ, 1976. – С. 336 – 344.
6. Писарев В. П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин: учеб. пособие / В. П. Писарев. – Х.: НТУ “ХПИ”, 2002. – С. 59 – 144, 208 – 216.

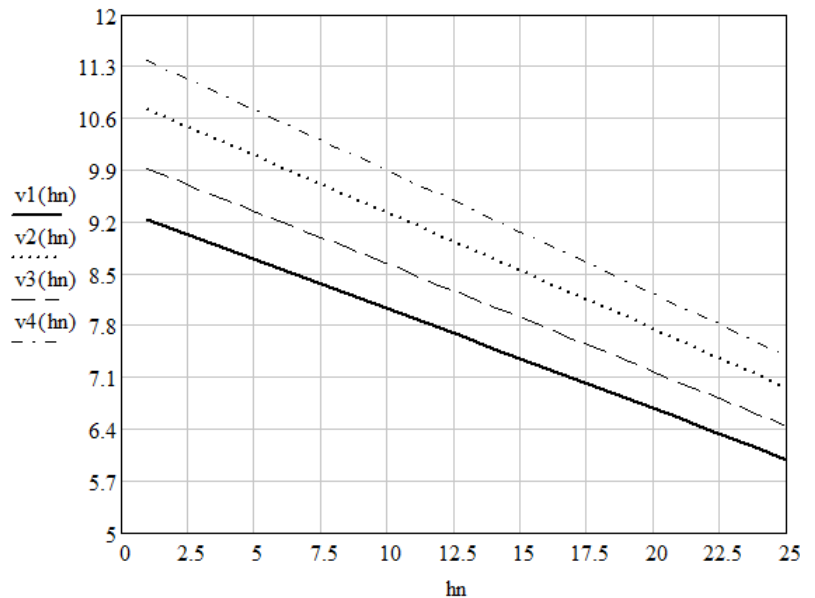


Рис. 4. Припустимі швидкості v_1, v_2, v_3, v_4 руху (км/год) через нерівність висотою h_n (см)

Стаття надійшла до редакції 17.11.2009 р.