

УДК 623.4.012

В.П. Пісарев, А.П. Горбунов

Академія внутрішніх військ МВС України, Харків

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЛЕГКИХ БРОНЬОВАНИХ КОЛІСНИХ МАШИН З ГОРИЗОНТАЛЬНО РОЗТАШОВАНИМИ НЕМЕТАЛЕВИМИ ПРУЖНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Викладено алгоритм розрахунку та проектування неметалевих пружних елементів систем підресорювання легких броньованих колісних машин з прогресивними характеристиками. Особливості обумовлені горизонтальним розташуванням гідропневматичної ресори. Наведений алгоритм включає визначення параметрів пневматичного пружного елемента та кульково-гвинтового передаточного механізму.

Ключові слова: модернізація, плавність ходу, прогресивна характеристика підвіски, алгоритм, легка броньована колісна техніка, мінімізація змін до існуючої конструкції, гідропневматична ресора, кульково-гвинтовий механізм.

Вступ

Постановка проблеми. На легкій броньованій колісній техніці (ЛБКМ) отримали поширення моноторсіонні підвіски. Торсіони розташовані паралельно поздовжній осі машини, в нішах броньованого корпусу. При модернізації ЛБКМ необхідною умовою є мінімізація змін до існуючої конструкції, особливо небажано втручатися в броньований корпус та змінювати геометрію і кінематику направляючих пристроїв підвіски. Вирішення цього завдання практично без змін по корпусу і геометрії підвіски можливо шляхом застосування гідропневматичної підвіски з горизонтально розташованою гідропневматичною ресорою (ГПР) та кульково-гвинтовим механізмом (КГМ) (розміщених в нішах, де розташовані торсіони).

ваний корпус та змінювати геометрію і кінематику направляючих пристроїв підвіски. Вирішення цього завдання практично без змін по корпусу і геометрії підвіски можливо шляхом застосування гідропневматичної підвіски з горизонтально розташованою гідропневматичною ресорою (ГПР) та кульково-гвинтовим механізмом (КГМ) (розміщених в нішах, де розташовані торсіони).

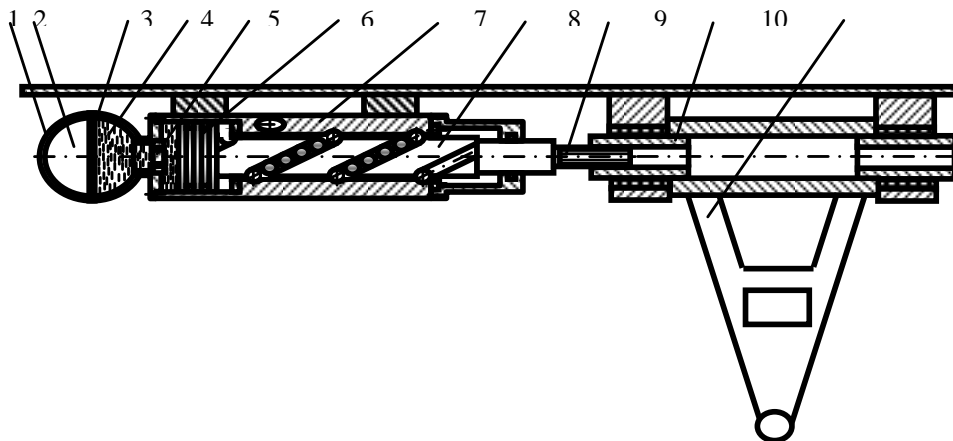


Рис. 1. Гідропневматична підвіска:

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

Аналіз останніх досліджень і публікацій в яких започатковано розв’язування даної проблеми. Схема запропонованої конструкції наведена на рис. 1 [1]. Як аналог взято підвіску згідно з авторським свідоцтвом СРСР [2]. Принцип дії ГПР (рис. 1) полягає у зворотно-поступальному обертальному переміщенні поршня 6 під дією КГМ при повороту 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 непружний гідравлічний опір за необхідною характеристикою.

При повороті важеля 11 угору повертається шліцьована втулка 10, яка через шліці 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. Робочий газ виконує функції пружного елемента підвіски, а клапани 5 з дроселюючими отворами забезпечують гасіння коливань машини.

При осьовому русі кулькового гвинта 8 у шліцьовому з’єднанні діють сили тертя, які є додатковим фактором демпфірування коливань корпусу машини.

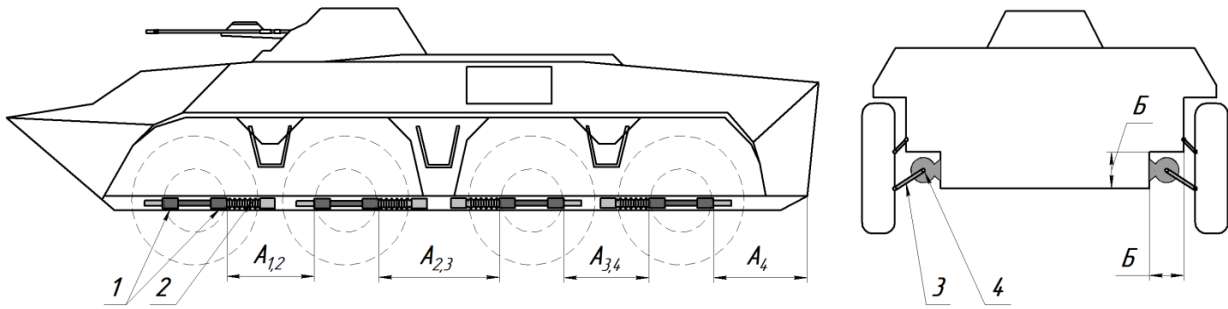


Рис. 2. Схема ходової частини БТР 60:

1 – кронштейни кріплення нижнього важеля; 2 – торсіон; – нижній важіль; 4 – вісь торсіонів

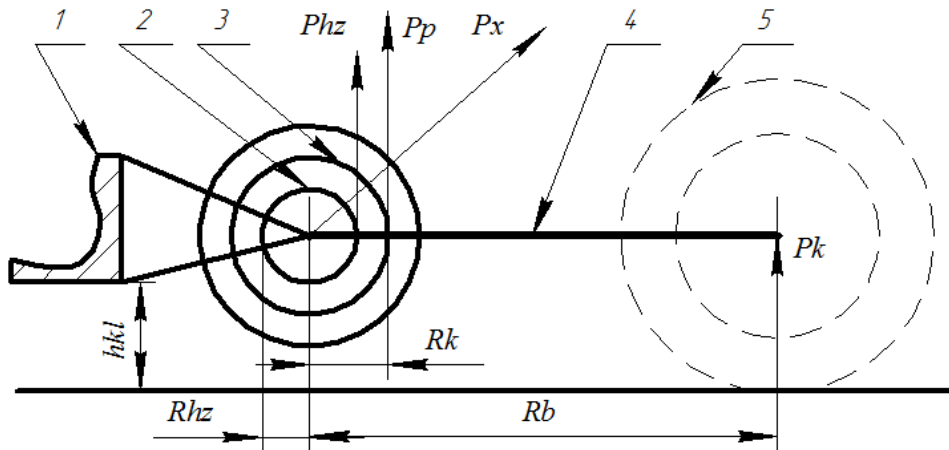


Рис. 3. Кінематична схема підвіски з гідропневматичною ресорою та кулько-гвинтовим передаточним механізмом:

1 – корпус машини; 2 – шліцьове з'єднання; 3 – кулько-гвинтове з'єднання; 4 – нижній важіль; 5 – колесо;
 P_x – осьова сила у кулько-гвинтовому з'єднанні; P_{hz} – колесо зусилля, що діє у шліцьовому з'єднанні;
 P_p – колесо сила у кулько-гвинтовому з'єднанні; P_k – навантаження на колесо; R_{hz} – радіус шліцьового з'єднання;
 R_b – радіус важеля; R_k – радіус поверхні контакту кульок у кулько-гвинтовому з'єднанні; h_{kl} – кліренс

Постановка завдання. Розробити загальний алгоритм проектування підвіски з горизонтально розташованою гідропневматичною ресорою, враховуючи конструктивні особливості існуючих зразків ЛБКМ та за умовою мінімуму змін в броньованому корпусі і геометрії підвіски.

Виклад основного матеріалу

У якості прикладу розглянемо алгоритм модернізації БТР-60, як типового представника ЛБКМ.

Для реалізації конструкції гідропневматичної підвіски на зразку існуючої ЛБКМ необхідно визначитися з наявністю вільного об'єму для розташування запропонованої ГПР. Згідно схеми ходової частини (рис. 2) величина вільного об'єму для встановлення ГПР визначається розміром $B \times B$ ніші та відстанню A між кронштейнами кріплення нижнього важеля підвіски. Величину відстані A приймаємо найменшою з існуючих величин A , які дорівнюють $A_{1,2}$; $A_{2,3}$; $A_{3,4}$; A_4 . Бажано мати такі розміри ГПР при яких би вона поміщалася в межах вільного об'єму $B \times B \times A$. Тобто діаметр ГПР не повинен перевищувати розмір B , а довжина розмір A .

На рис. 3, 4 наведені кінематична схема підвіски з гідропневматичною ресорою та кулько-гвинтовим

передаточним механізмом і розрахункова схема ГПР.

Пропонується наступний алгоритм визначення основних конструктивних параметрів ГПР. Виходячи з відомої величини P_{kc} – статичного навантаження на колесо, та величини K_d – коефіцієнта динамічності ($K_d = 1 \dots 3$), знаходиться P_{km} – максимальне зусилля на колесі (до моменту упору важеля в верхній обмежувач ходу) за формулою

$$P_{km} = P_{kc} \cdot K_d$$

З рівняння політропічного стиснення газу знаходиться V_{min} – мінімальний об'єм газу в пневмокамері при максимальному тискові p_m газу ($p_m \approx 30 \dots 45 \text{ МПа}$)

$$V_{min} = f_{pd} \cdot F_{pg} / \sqrt[\chi]{K_d - 1}$$

де f_{pd} – динамічний хід поршня-гвинта ($f_{pd} = f_{kd} / U_{kp}$, де f_{kd} – динамічний хід підвіски, U_{kp} – передаточне число від колеса до поршня-гвинта. За існуючими рекомендаціями $f_{kd} \approx 0,6 \cdot h_{kl}$ [3], а величина U_{kp} знаходиться за формулою $U_{kp} = R_b / R_k$ (рис. 3)); F_{pg} – площа поршня-гвинта; χ – показник політропи стиснення (за існуючими рекомендаціями $\chi = 1,2 \dots 1,3$ [3]).

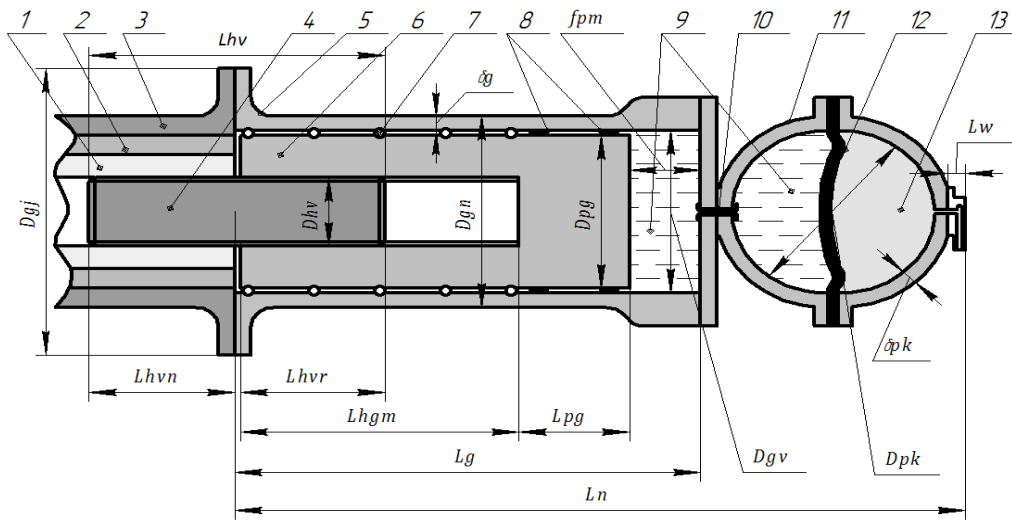


Рис. 4. Розрахункова схема гідропневматичної ресори:

1 – нижній важіль підвіски; 2 – підшипник ковзання; 3 – кронштейн кріплення нижнього важеля та ГПР; 4 – шліцьований вал; 5 – гідроциліндр-гайка кульково-гвинтового механізму; 6 – поршень-гвинт кульково-гвинтового механізму; 7 – кулька; 8 – ущільнення; 9 – рідина; 10 – дроселюючі отвори; 11 – пневмобалон; 12 – діафрагма; 13 – газ; L_{hv} – довжина шліцьованого валу; δ_g – товщина стінки гідроциліндра-гайки; D_{hv} – діаметр шліцьованого валу; D_{gn} – зовнішній діаметр гідроциліндра-гайки; D_{gv} – внутрішній діаметр гідроциліндра-гайки; D_{gj} – діаметр ГПР максимальний; D_{pg} – діаметр поршня-гвинта; L_{pg} – довжина зони поршня-гвинта з ущільненням; L_{gm} – довжина кульково-гвинтового з'єднання; L_g – довжина гідроциліндра-гайки; L_n – довжина ГПР максимальна; δ_{pk} – товщина стінки пневмобалона; D_{pk} – діаметр пневмобалона; f_{pm} – максимальний хід поршня-гвинта; L_w – висота штуцера; L_{hvr} – довжина рухомого шліцьового з'єднання; L_{hvn} – довжина нерухомого шліцьового з'єднання

Повний об'єм V_m газу в пневмокамері дорівнює

$$V_m = V_{\min} + f_{pm} \cdot F_{pg},$$

де f_{pm} – повний хід поршня-гвинта ($f_{pm} = f_{km}/U_{kp}$, де f_{km} – повний хід підвіски). Величина f_{km} знаходиться за формулою $f_{km} = f_{kd} + f_{kc}$, де f_{kc} статичний хід підвіски, за існуючими рекомендаціями [3] приймається $f_{kc} = (0,2 \dots 0,3) \cdot f_{kd}$, з міркування виключення ударів днищем машини в опорну поверхню.

Площа поршня гідроциліндра F_{pg} дорівнює

$$F_{pg} = P_{kc} \cdot U_{kp} \cdot K_d / P_m.$$

Виходячи з величини F_{pg} та V_m знаходяться діаметр поршня-гвинта $D_{pg} = \sqrt{4 \cdot F_{pg} / \pi}$ та діаметр кулі пневмобалона $D_{pk} = \sqrt[3]{6 \cdot V_m / \pi}$.

За існуючими рекомендаціями довжина L_{pg} зони поршня-гвинта з ущільненням приймається рівною величині його діаметру, $L_{pg} = D_{pg}$, а довжина L_{hgm} кульково-гвинтового з'єднання приймається рівною одному витку різьби.

Довжина L_g гідроциліндра-гайки дорівнює

$$L_g = L_{hgm} + L_{pg} + f_{pm}.$$

Мінімальна величина товщини δ_g стінки гідроциліндра-гайки за умови міцності при тисковій величині P_m дорівнює

$$\delta_g = D_{gv} / 2 \cdot \sqrt{\sigma_s / \sigma_s - 1,73 \cdot n_m \cdot P_m - 1},$$

де D_{gv} – внутрішній діаметр гідроциліндра-гайки; σ_s – межа текучості сталі; n_m – запас міцності.

Мінімальна величина товщини δ_{pk} стінки пневмобалона [4] дорівнює

$$\delta_{pk} = \frac{P_m \cdot R_{pk} \cdot n_m}{2 \cdot \sigma_s},$$

де R_{pk} – радіус пневмобалона, внутрішній.

Мінімальний тиск P_n заправки газу дорівнює

$$P_n = P_m \cdot V_{\min} / V_m^\lambda.$$

Стосовно визначення параметрів КГМ за умови міцності пропонується наступний алгоритм. Знаходиться максимальна осьова P_x сила,

$$P_x = P_p / \tan \alpha \pm \tan^{-1} \cdot f_k / \cos \beta,$$

де P_p колова сила, що діє по контакту кульок КГМ $P_p = P_{km} \cdot U_{kp}$ (“+” відноситься до прямого ходу поршня-гвинта, коли відносні положення колеса і корпус машини зменшуються і “-” до зворотного ходу поршня-гвинта); α – кут підйому гвинтової лінії; f_k – коефіцієнт тертя качання; β – кут передачі зусилля в контактні кульки радіусом r з поверхнею канавки гвинта r_k .

Визначається кількість робочих кульок Z_h , розташованих в канавці одного витка кульково-гвинтового з'єднання

$$Z_h = \frac{\pi}{\sin^{-1} \left(\left(\frac{d_h}{D_k} \right) \cdot \cos \alpha \right)},$$

де $d_h = 2r$ – діаметр кульки; D_k – діаметр канавки гвинта кульково-гвинтового з'єднання у перетині.

Визначається зусилля, що сприймає кожна кулька

$$p = \frac{P_x \cdot \zeta}{Z_h \cdot \cos \beta},$$

де $\zeta = 0.8 \dots 0.9$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між кульками [5];

Визначається кількість канавок n_r за умови, що зусилля p не повинно перевищувати допустимого значення $p_d = 20 \cdot d_h^2 (H)$, де d_h^2 в мм [5] $n_r = \frac{P}{p_d}$.

За існуючими рекомендаціями [6] кількість витків різьби не повинна перевищувати 3,5 витка, а кількість кульок в кожному замкненому ланцюжку не повинна перевищувати 125 шт. Застосування багатозахідних різьб дозволяє покращити навантажувальну здатність кулько-гвинтового механізму.

Мінімальна довжина L_{hz} шліцьового з'єднання визначається за умови міцності по допустимим напруженням змінання $L_{hz} = \frac{0,01 \cdot P_{hz}}{G_{hz} \cdot h_z \cdot z \cdot \xi}$.

Зусилля, що діє по середньому діаметру шліцьового з'єднання

$$P_{hz} = \frac{P_{km} \cdot R_b}{R_{hz}},$$

де G_{hz} – допустиме напруження, що запобігає змицненню та спрацюванню зубців [7]; h_z – висота робочої поверхні зуба шліцьового з'єднання; z – кількість шліців; $\xi = 0,75$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по шліцам.

Якщо за результатами розрахунків виконується умова розміщення ГПР в межах вільного об'єму БхБхА процес проектування, у першому приближенні, можна враховувати завершеним. При невідповідності отриманих розмірів ГПР по довжині (розмір А) можливо встановлення пневматичного балона окремо від гідроциліндра-гайки.

Висновки і перспективи подальших розробок у даному напрямку

Наведений алгоритм проектування гідропневматичної ресори дозволяє виконати розрахунок параметрів гідропневматичної ресори з урахуванням конструктивних особливостей зразка ЛБКМ, який підлягає модернізації.

Використання наведеного алгоритму в поєднанні з математичною моделлю оцінки показників плавності ходу ЛБКМ дасть змогу провести порівняльний аналіз існуючої та запропонованої систем підресорювання.

Список літератури

1. Писарев В.П. Удосконалення ходових якостей бойових машин / В.П. Писарев, Ю.М. Юрчук // Збірник наукових праць. – Х.: Військ. ін-т ВВ МВС України, 2005. – Вип. 1-2 (5-6). – С. 42-45.
2. Писарев В.П. (SU), Станчев С.Д. (BG). Гидропневматическая подвеска. Авторское свидетельство СССР № 921891, кл. В 60 G 15/06, 23.04.82.
3. Писарев В.П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин / В.П. Писарев. – Х.: НТУ "ХПИ", 2002. – 217 с.
4. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов. Изд. 5-е, перераб. / Г.С. Писаренко и др. – К.: Вища школа, 1986. – 775 с.
5. Решетов Д.Н. Детали машин. 4-е издание, переработанное и дополненное / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – С. 308-315.
6. Павлов Б.И. Шариковинтовые механизмы в приборостроении / Б.И. Павлов. – Л.: Машиностроение, 1968. – 135 с.
7. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Ануриев; под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 344 с.

Надійшла до редколегії 1.10.2009

Рецензент: д-р техн. наук І.К. Шаша, Харківський національний університет внутрішніх справ, Харків.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕГКИХ БРОНИРОВАННЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН С ГОРИЗОНТАЛЬНО РАЗМЕЩЕННЫМИ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИМИ УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

В.П. Писарев., А.П. Горбунов

Изложено алгоритм расчета и проектирования неметаллических упругих элементов систем подвески легких бронированных колесных машин с прогрессивными характеристиками. Особенности обусловлены горизонтальным размещением гидропневматической ресоры. Приведенный алгоритм охватывает определение параметров пневматического упругого элемента и шариковинтового передаточного механизма.

Ключевые слова: модернизация, плавность хода, прогрессивная характеристика подвески, алгоритм, легкая бронированная колесная техника, минимизация изменений к существующей конструкции, гидропневматическая ресора, шариковинтовой механизм.

FEATURES OF DESIGNING OF LIGHT ARMOUR WHEEL CARS WITH HORIZONTALLY PLACED NONMETALLIC ELASTIC ELEMENTS

V.P. Pisarev, A.P. Gorbunov

It is stated algorithm of calculation and designing of nonmetallic elastic elements of systems cushioning light armour wheel cars with progressive characteristics. Features are caused by horizontal placing of a hydropneumatic spring. The resulted algorithm covers definition of parameters of a pneumatic elastic element and ball screw-and-nut arrangement the transfer mechanism.

Keywords: modernization, smoothness of motion, progressive description of pendant, algorithm, easy reserved wheeled technique, minimization of changes to the existent construction, hydropneumatic spring, ballscrew gear.