

УДК 623.4.012

Пісарев В.П., Горбунов А.П.

МОЖЛИВОСТІ ПО КОМПОНОВЦІ НОВИХ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ, З ПРОГРЕСИВНОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ, В МЕЖАХ ІСНУЮЧОГО КОНСТРУКТИВНОГО РІШЕННЯ БТР-60

Постановка проблеми. Світовий досвід застосування броньованої техніки обумовлює необхідність використання легких колісних броньованих машин (ЛБКМ) в якості так званого “броньованого носію персоналу”. Для даних машин важливим показником є рухливість та висока плавність ходу. Однією з систем, що має вплив на рухливість бронетранспортера є система підресорювання (СП). Ефективний та дієвий спосіб удосконалення СП, а як слідство покращення показників плавності ходу, полягає в застосуванні незалежної підвіски з прогресивною характеристикою [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій в яких започатковано розв’язування даної проблеми. Ходові частини ЛБКМ є найбільш консервативними стосовно модернізації. В більшості випадків при проектуванні та виробництві бронетранспортерів застосовують індивідуальні торсіонні, пружинні або ресорні підвіски з гідравлічними амортизаторами. Це є слідством використання для виготовлення спецтехніки базового шасі зразків автомобільної техніки, які добре себе проявили. У випадку використання ЛБКМ як експедиційної машини, або при створенні будь якого нового зразка броньованої машини, ведучі виробники все частіше застосовують гідропневматичну (пневматичну) підвіску, яка на відміну від звичайної має прогресивні пружні характеристики (експедиційний танк компанії TCM; французький основний бойовий танк AMX-56 “Леклерк”; основний бойовий танк Японії “Тип-90”; сучасні легкоброньовані колісні машини такі, як AMX-10RC та VEXTRA (Франція), PIRANHA (Швейцарія); експериментальні зразки були розроблені в США, ФРГ, СРСР, Україні) [2].

Постановка завдання. Ціллю статті є розгляд варіанту модернізації ходової частини БТР-60 шляхом застосування гідропневматичної ресори (ГПР), нової конструкції, з кульково-гвинтовим передаточним механізмом.

Виклад основного матеріалу. Встановлення відомих на даний час гідропневматичних пружних елементів в місце, яке звільняється після видалення амортизаторів в БТР-60, потребує змін в конструкції броньованого корпусу, що тягне за собою втручання в десантний відсік, проблеми з герметизацією та зміну геометрії направляючих пристроїв СП. Виходом є застосування горизонтально розміщеної ГПР з кульково-гвинтовим передаточним механізмом (КГМ) [3].

Схема запропонованої конструкції наведена на рис. 3. Принцип дії ГПР полягає у зворотно-поступальному переміщенні поршня-гвинта 6 у циліндрі-гайці 5 завдяки КГМ при повороті важеля 1 підвіски, при цьому відбувається стиснення газу 13 у балоні 11 через гідравлічну рідину 9, яка тисне на діафрагму 12. На шляху перетікання гідравлічної рідини з циліндра-гайки в балон встановлено пропускні клапани 10, котрі забезпечують непружний гідравлічний опір.

При повороті важеля 1 у гору повертається шліцьований вал 4, який повертає поршень-гвинт 6 у циліндрі-гайці 5. У цьому випадку поршень-гвинт 6 рухається по осі в напрямку газового балона 11, примушуючи рідину 9 тиснути на діафрагму 12 і через неї на робочий газ 13. Робочий газ виконує функції пружного елемента підвіски, а кла-

пани 10 з дроселюючими отворами забезпечують гасіння коливань машини. Гасіння коливань додатково забезпечується силами тертя у шліцьовому з'єднанні.

Для реалізації розглянутої схеми гідропневматичної ресори на серійному зразку БТР-60 є вільний об'єм $750 \times 140 \times 140$ мм. 750 мм мінімальна відстань між кронштейнами кріплення нижнього балансира 1-го – 2-го та 3-го – 4-го коліс, та 140×140 мм розміри ніш в нижній частині корпусу машини (рис. 1.) Бажано мати такі розміри гідропневматичної ресори при яких би вона помістилася в зазначеному об'ємі.

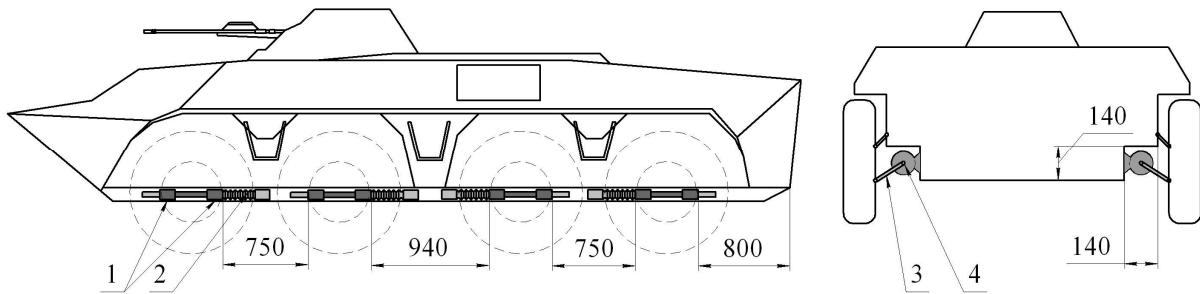


Рисунок 1 - Підвіска серійного БТР 60:

1 – кронштейни кріплення нижнього важеля; 2 – торсіон; 3 – нижній важіль; 4 – вісь торсіонів.

Для визначення чисельних значень параметрів ГПР прийемо за основу алгоритм проектування викладений в роботі [4], та розрахункові схеми на рис. 2, рис.3.

Прийемо: $K_d = 3$ – коефіцієнт динамічності (вибрано з рекомендованого діапазону $K_d = 1 \dots 3$, якому відповідає максимально допустимий тиск газу в пневмокамері $p_m = 30 \dots 45$ МПа); $\chi = 1,25$ – показник політропи стискання газу; $R_b = 39$ см – довжина нижнього важеля; $h_{kl} = 47,5$ см – дорожній просвіт (кліренс); $P_{kc} = 9720$ Н – статичне навантаження на колесах;

Виходячи з запропонованої конструкції гідропневматичної ресори з кулько-гвинтовим передаточним механізмом діаметр контакту кульок проходить по внутрішньому діаметру гідроциліндра-гайки.

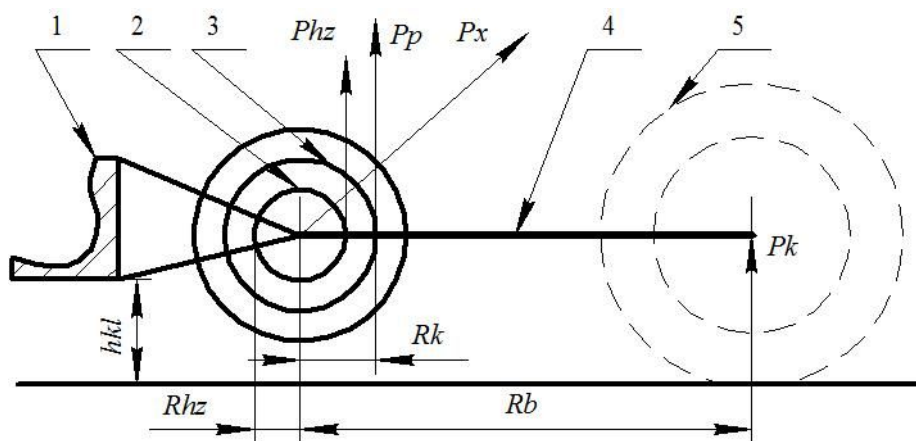


Рисунок 2 - Розрахункова схема підвіски з гідропневматичною ресорою:

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} – колове зусилля, що діє у шліцьовому з'єднанні; P_p – колова сила у кулько-гвинтовому з'єднанні; P_k – наванта-

ження на колесо; R_{hz} – радіус шліцьового з’єднання; R_b – радіус важеля; R_k – радіус поверхні контакту кульок в кулько-гвинтовому з’єднанні; h_{kl} – кліренс.

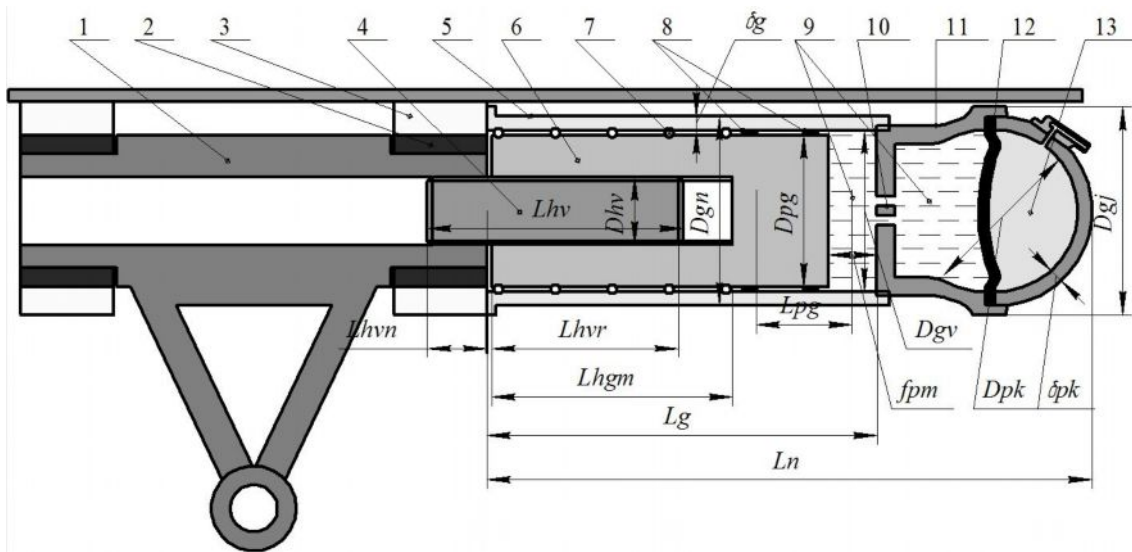


Рисунок 3 - Розрахункова схема гідропневматичної ресори:

1. Нижній важіль підвіски; 2. Підшипник ковзання; 3. Кронштейн кріплення нижнього важеля та ГПР; 4. Шліцьований вал; 5. Гідроциліндр-гайка кулько-гвинтового механізму; 6. Поршень-гвинт кулько-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 вала; 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_{hgm} – довжина кулько-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_{hvr} – довжина рухомого шліцьового з’єднання; L_{hvn} – довжина нерухомого шліцьового з’єднання.

Згідно з “ГОСТ 25329-82” [5] приймаємо найближчий типорозмір КГМ з номінальним діаметром $D_k = 10$ см (радіус поверхні контакту кульок становитиме $R_k = 5$ см); діаметр кульки $d_h = 1$ см; кут підйому гвинтової лінії $\alpha = 45^\circ$ (0,785рад); кут передачі контактної сили $\beta = 45^\circ$ (0,785рад); діаметр поршня-гвинта D_{pg} та внутрішній діаметр циліндра-гайки D_{gv} також приймаємо рівним 10 см.

Шліцьове з’єднання приймаємо за “ГОСТ 1139-80” [5], з середнім радіусом $R_{hz} = 7,7$ см, висотою зубця $h = 0,5$ см та числом зубців $z = 16$.

Величини динамічного f_{kd} , статичного f_{kc} та максимального f_{km} ходів колеса знаходимо за формулами: $f_{kd} = 0,6 \cdot h_{kl} = 28,5$ см; $f_{kc} = 0,25 \cdot f_{kd} = 7,1$ см; $f_{km} = f_{kd} + f_{kc} = 35,6$ см. Передаточне число від колеса до кулько-гвинтового з’єднання $U_{kp} = R_b / R_k = 7,8$. Передаточне число кулько-гвинтового з’єднання $U_z = \tan(\alpha \pm \rho) = 1 \pm 0,005$; де: ρ – приведений кут тертя $\rho = \alpha \tan(f_k / 0,5 \cdot d_h \cdot \sin \beta) = 0,003$ рад, $f_k = 0,01$ – коефіцієнт тертя качання [5].

Максимальне зусилля на опорному колесі $P_{km} = P_{kc} \cdot K_d = 29160$ Н. Динамічний

хід поршня-гвинта $f_{pd} = f_{kd} / U_{kp} \cdot U_z = 3,68 \text{ см}$. Максимальний хід поршня-гвинта $f_{pm} = f_{km} / U_{kp} = 4,6 \text{ см}$. Максимальний тиск газу за умови прийнятого діаметра поршня-гвинта $D_{pg} = 10 \text{ см}$, $p_m = 0,01 \cdot P_{km} \cdot U_{kp} / F_{pg} = 28,94 \text{ МПа}$. Мінімальний об'єм газу в пневмокамері з умови вибраного $K_d = 3$, $V_{\min} = f_{pd} \cdot F_{pg} / \sqrt[3]{K_d} - 1 = 193 \text{ см}^3$. Повний об'єм газу в пневмокамері $V_m = V_{\min} + f_{pm} \cdot F_{pg} = 551 \text{ см}^3$. Діаметр кулі пневмобалона необхідний для заповнення максимальним об'ємом газу $D_{pk} = \sqrt[3]{6 \cdot V_m / \pi} = 10 \text{ см}$.

$$\text{Товщина стінки гідроциліндра-гайки } \delta_g = \frac{D_{gv} \cdot (\sqrt{\sigma_s / \sigma_s - 1,73 \cdot \gamma \cdot p_m})}{2} = 0,66 \text{ см},$$

пневмокамери $\delta_{pk} = \frac{p_m \cdot R_{pk} \cdot \gamma}{2 \cdot \sigma_s} = 0,32 \text{ см}$, (матеріал сталь 40, для якої $\sigma_s = 340 \text{ МПа}$, а коефіцієнт запасу $\gamma = 1,5$) [6]. По "ГОСТ 9941 – 81" [5] для сталевих безшовних труб вибираємо трубу з зовнішнім діаметром 120 мм та товщиною стінки 12 мм. Після шліфування внутрішнього діаметру під поршень-гвинт товщина стінок, для гідроциліндра-гайки складатиме $\delta_g = 10 \text{ мм}$, товщину стінок пневмобалона приймаємо рівною $\delta_{pk} = 0,5 \text{ см}$.

Зовнішні діаметри гідроциліндра-гайки $D_{gn} = D_{gv} + 2 \cdot \delta_g = 12 \text{ см}$ та пневмокамери $D_{pk} = D_{pd} + 2 \cdot \delta_{pk} = 11 \text{ см}$.

Довжина кульки-гвинтового механізму L_{hgm} , за умови прийняття одного витка різьби становитиме $L_{hgm} = \tan \alpha \cdot \pi \cdot D_k = 31,4 \text{ см}$. З урахуванням того, що хід гвинта КГП малий (44 мм) та його робота полягає в коротких переміщеннях в протилежних напрямках (рух колеса по нерівності) застосовуємо передачу з малим ходом гвинта без обвідних каналів. Для чого необхідно збільшити гайку та гвинт на стільки, щоб в крайніх положеннях гвинта кульки не випадали з гайки. Даній конструкції притаманні властивості високої плавності ходу [7]. З урахуванням зазначеного довжина кульки-гвинтового механізму становитиме $L_{hgm} = L_{hgm} + f_{pm} = 36 \text{ см}$, довжина гідроциліндра-гайки L_g , яка забезпечить повний хід поршня $L_g = L_{pg} + f_{pm} + L_{hgm} + l_k + l_p + l_f = 58 \text{ см}$, де L_{pg} – довжина поршня (приймаємо рівною його діаметру $L_{pg} = D_{pg}$); $l_k = 2,4 \text{ см}$ – різьбова частина під гайку для утримання гвинта КГМ; $l_p = 2,6 \text{ см}$ – різьбова частина для кріплення пневмобалона; $l_f = 2,4 \text{ см}$ – проточка для виходу різця, при нарізанні канавок під кульки КГМ. Номінальний розмір L_n гідропневматичної ресори, враховуючи товщину мембрани $l_m = 0,5 \text{ см}$, становитиме $L_n = L_g + D_{pb} + \delta_{pk} + l_m + l_k = 69 \text{ см}$.

Граничне навантаження на одну кульку $|p_d|$ за допустимого рівня пластичної деформації при контактних напруженнях $\sigma = 2450 - 2950 \text{ МПа}$ [8], $|p_d| = 20 \cdot d_h^2 = 2000 \text{ Н}$ (діаметр кульки в мм).

Колова P_p сила, що діє по діаметру контакту кульок $P_p = P_{km} \cdot U_{kp} = 227448 \text{ Н}$, осьова сила $P_x = \frac{P_p}{\tan(\alpha \pm a \tan(f_k / \cos \beta))} = 221283 \dots 234157 \text{ Н}$ (у формулі для P_x знак "+"

відноситься до прямого ходу поршня-гвинта, коли відносні положення колеса і корпусу машини зменшуються, а знак "-" до зворотного ходу поршня-гвинта). Для подальших розрахунків беремо більшу величину P_x .

Кількість робочих кульок в одному витку різьби КГЗ

$$Z_h = \frac{\pi}{a \sin[(d_h/D_k) \cdot \cos \alpha]} = 44 \text{ мм. [9]}$$

Зусилля p , що сприймає кожна кулька становитиме $p = \frac{P_x \cdot \zeta}{Z_h \cdot \cos \beta} = 8459 \text{ Н}$ де $\zeta =$

1,2 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на кульку. Кількість заходів n_r різьби необхідна для забезпечення міцності КГЗ за умови допустимого навантаження на кульку $n_r = \frac{P}{|p_d|} = 4,23$. Приймаємо 6 заходів.

Максимальне зусилля P_{hz} , що діє по середньому діаметру шліцьового з'єднання $P_{hz} = \frac{P_{dm} \cdot R_b}{R_{hz}} = 295387 \text{ Н}$. Мінімальні довжини шліцьових з'єднань, які забезпечать їх

працездатність $L_{hvr} = \frac{0,01 \cdot P_{hz}}{G_{rz} \cdot h_z \cdot z \cdot \xi} = 25 \text{ см}$, $L_{hvn} = \frac{0,01 \cdot P_{hz}}{G_{rz} \cdot h_z \cdot z \cdot \xi} = 5 \text{ см}$ (допустимі зусилля

зминання для рухомого з'єднання $|G_{rz}| = 20 \text{ МПа}$, а для нерухомого $|G_{nz}| = 100 \text{ МПа}$; $\xi = 0,75$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за зубці [10]).

Загальна довжина шліцьового валу $L_{hv} = L_{hgm} + (L_{hvr} + f_{pm}) = 35 \text{ см}$.

За отриманими геометричними параметрами можна зробити висновок, що в першому приближенні розмістити ресору в межах вільного простору вдається. Сконструйована таким чином ГПР має довжину 700 мм в зборі з пневмобаллоном та 120 мм в діаметрі (максимальна величина по циліндру-гайці) і вписується в вільний об'єм.

Висновки і перспективи подальших розробок у даному напрямку. Запропонований варіант модернізації легких броньованих колісних машин, аналогічних за параметрами з БТР-60, способом встановлення горизонтально розміщеної гідропневматичної ресори з кулько-гвинтовим передаточним механізмом, дозволяє здійснити перехід до підвісок з прогресивними характеристиками в межах існуючого (традиційного) конструктивного рішення з торсіонною підвіскою.

Література: 1. Медведков В.И. и др. Теория, конструкция и расчет боевых колесных машин: Учебник. – М.: Издание академии БТВ, 1976. – С. 336 – 344. 2. Рябинкин Н.И. Современная бронетанковая техника. Справочное пособие. Минск “Элайда”, 1998. 222с. 3. Писарев В.П. (SU), Станчев С.Д. (BG). Гидропневматическая подвеска. Авторское свидетельство СССР № 921891, кл. В 60 G 15/06, 23.04.82. 4. Писарев В.П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин. Харьков, НТУ “ХПИ”, 2002, 217с. 5. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н.Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001. 6. Писаренко Г.С. и др. Сопrotивление материалов. Издание 5 – е переработанное. Киев “Вища школа” 1986. 775с. 7. Левит Г.А. Передачи винт-гайка качения (шариковые). Станки и инструмент №4, 1963 С.3–7. 8. Левит Г.А. Расчет передач винт-гайка качения (шариковых). Станки и инструмент №5, 1963 С.8–15. 9. Цимбалин В.Б. Шасси автомобиля. Атлас конструкций М. Машиностроение, 1977. С.40-41. 10. Павлице В.Т. Основы констрування та розрахунок деталей машин. Львів Афiша 2003 С.141–148.

Писарев В.П., Горбунов А.П.

ВОЗМОЖНОСТИ ПО КОМПОНОВКЕ НОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ, С ПРОГРЕССИВНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ, В РАМКАХ СУЩЕСТВУЮЩЕГО КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ БТР – 60.

Рассматриваются возможности модернизации ходовой части БТР – 60 мето-

дом замены торсионного упругого элемента новым, гидропневматическим.

Pisarev V.P., Gorbunov A.P.

POSSIBILITIES ON CONFIGURATION OF NEW CONSTRUCTIONAL ELEMENTS OF
A SUSPENSION WITHIN THE LIMITS OF THE EXISTING CONSTRUCTIVE DECISION
AN ARMORED TROOP-CARRIER BTR-60.

Possibilities of modernisation the a running gear an armoured troop-carrier BTR-60
by use of a new hydropneumatic springy element are considered.
