

вості для підвищення мобільності військових формувань. Перевагами безпілотних транспортних засобів що рухаються в колоні, є:

- мінімізація присутності водіїв у транспортних засобах знижує ризик втрат серед особового складу, особливо в умовах підвищеної небезпеки;

- безпілотні колони забезпечують підвищення ефективності використання автомобільних доріг завдяки точному дотриманню дистанцій і синхронізації руху;

- автоматизоване управління забезпечує зменшення втрат часу на зупинки, погодження дій та помилки керування;

- виключення людського фактору (фізична, психоемоційна втома), що дозволяє здійснювати тривалий безперервний рух у складних умовах;

- у разі загрози або ускладнення обстановки можлива зміна без фізичної участі екіпажу, у тому числі із застосуванням алгоритмів адаптивного планування;

- безпілотні транспортні засоби легко інтегруються у мережоцентричні системи управління, дозволяючи оперативно реагувати на зміну обстановки;

- завдяки скороченим габаритним інтервалам та скоординованому маневруванню, безпілотна колона має нижчий рівень демаскувальних ознак та підвищену живучість.

В доповіді представлені результати дослідження пропускнуої здатності автомобільних доріг при використанні колон з безпілотними транспортними засобами. Встановлено, що є можливим зменшення дистанції між сумісними автомобілями до величини шляху запасу  $l_3 = 5$  м. При цьому при максимальній швидкості руху  $V = 20$  м/с (72 км/год) величина коефіцієнта  $K_N$  зростання пропускнуої здатності автомобільної дороги досягає 3. Використання безпілотних автомобілів дозволяє зменшити шлях запасу  $l_3$  практично до нуля ( $l_3 \cong 0$ ). В цьому випадку коефіцієнт  $K_N$  зростання пропускнуої здатності автомобільних доріг зростає (в залежності від габаритної довжини  $D$ ) при швидкості руху 16,7 м/с (60 км/год) у 2 – 10 разів.

Подригало Михайло Абович, д-р техн. наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

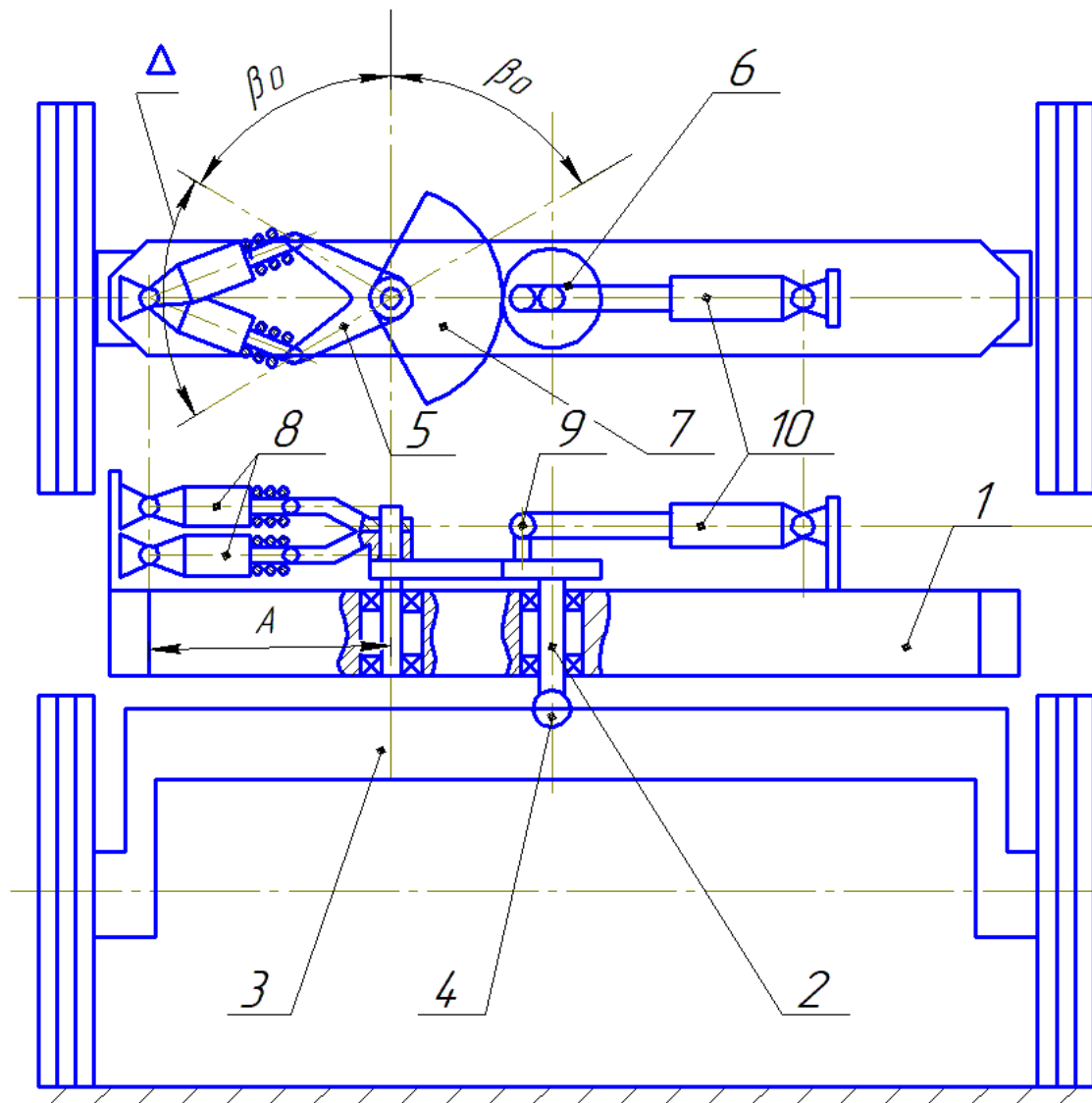
Закапко Олександр Григорович, доктор філософії, доцент, заступник начальника університету з озброєння, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба

Біша Владислав Михайлович, ст. викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ ПЕРЕДНЬОГО МОСТУ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ**

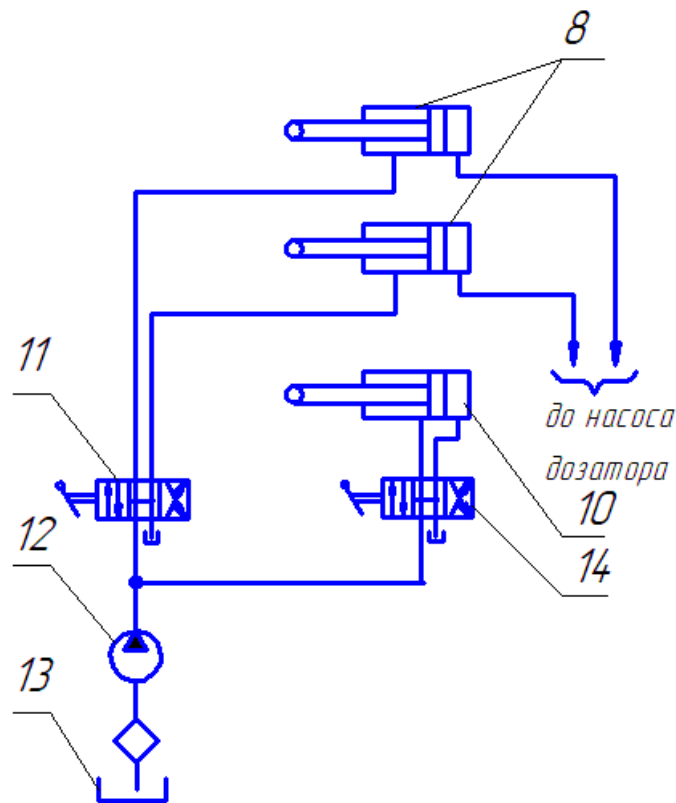
Схему поворотного моста з приводом керування представлено на рис. 1. На рис.2 приведена гідравлічна схема керування поворотом моста. Розрахунок

провадимо за умовою реалізації граничної із зчеплення бічної сили на колесах передньої осі. Експлуатційна маса самохідного шасі  $m_t = 2075$  кг, на передню вісь  $m_n = 38$  кг, а на задню –  $m_3 = 1690$  кг. Розрахунок проводиться на статичну міцність при дії максимального навантаження.



1 – передній брус рами; 2 – вертикальний вал приводу поворотного мосту;  
 3 – передній поворотний міст; 4 – вісь балансиру; 5 – двоплечий поворотний важіль; 6 – шестерня; 7 – зубчастий сектор; 8 – гідроциліндри керування; 9 важіль повороту мосту на 180°; 10 – додатковий гідроциліндр керування поворотом мосту на 180° 11 – гідравлічний розподільник управління поворотом мосту на 180°

Рисунок 1 – Схема кермового приводу самохідного шасі СШ26



8 – гідроциліндри керування; 9 важіль повороту мосту на 180°; 10 – додатковий гідроциліндр керування поворотом мосту на 180° 11 – гідравлічний розподільник управління поворотом мосту на 180°; 12 – гідронасос; 13 – бак; 14 – гідравлічний розподільник (додатковий) для керування поворотом мосту на 180°

Рисунок 2 – Гідравлічна схема керування поворотом переднього моста

Визначення розрахункового навантаження.

Момент опору повороту переднього моста може бути визначений за наступною залежністю [1]

$$M_{\text{опор}} = f \cdot h_0 \cdot P_{\delta 1}, \quad (1)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору кочення передніх коліс;

$h_0$  – відстань від опорної поверхні дороги до осі балансиру,  $h_0 = 750$  мм;

$P_{\delta 1}$  – бічна сила, що діє на передню вісь при повороті самохідного шасі.

Максимальне значення бічної сили визначається сумарною граничною зі зчеплення бічною реакцією дороги на колесах передньої осі

$$P_{\delta 1 \max} = R_{\delta 1 \max} = -R_{z1} \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}, \quad (2)$$

де  $R_{z1}$  – сумарна нормальна реакція дороги на колесах передньої осі;  $R_{z1} = m_n \cdot g = 380 \cdot 9,81 = 3727,8$  Н; ( $m_n = 380$  кг);

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Для сухого асфальтобетону можна прийняти [2]  $\varphi = 0,7$  та  $f = 0,02$ .

Таким чином, максимальний за зчепленням передніх коліс з дорогою момент опору повороту переднього моста буде дорівнювати

$$(M_{\text{опор}})_{\text{max}} = 0,02 \cdot 0,75 \cdot 3727,8 \cdot \sqrt{0,7^2 - 0,02^2} = 39,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент опору, наведений до валу поворотного важеля

$$M_{\text{важ}} = \frac{(M_{\text{опор}})_{\text{max}} \cdot U_{\text{зн}}}{\varphi_{\text{зн}}}, \quad (3)$$

де  $U_{\text{зн}}$  – передатне відношення пари «шестерня-зубчастий сектор», приймаємо  $U_{\text{зн}} = 4$ ;

$\varphi_{\text{зн}}$  – ККД зубчастої пари; для циліндричних прямозубих коліс  $\varphi_{\text{зн}} = 0,988$  [3].

Визначимо  $M_{\text{важ}} = 39,1 \cdot 4 / 0,988 = 158,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Зусилля на штоку циліндра [1]

$$P_{\text{шт}} = \frac{M_{\text{важ}}}{R} \cdot \sqrt{1 + \left[ \frac{\frac{R}{A} + \sin\left(\frac{\alpha}{U_{\text{зн}}} - \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{U_{\text{зн}}} - \beta_0\right)} \right]^2}, \quad (4)$$

де  $R$  — плече важеля,  $R = 162 \text{ мм}$ ;

$A$  – відстань між точкою кріплення гідроциліндра 8 та віссю обертання зубчастого сектора 7 (див. рис. 1);

$\beta_0$  – кут початкової установки двоплечого поворотного важеля 5 (див. рис. 1).

Кут  $\beta_0$  знаходимо з таких міркувань. На рис. 3 показана схема повороту самохідного шасі на місці навколо одного із задніх провідних коліс. На схемі кермового приводу відсутня пара «шестерня – зубчастий сектор». Для того, щоб лінія, що відповідає продовженню передньої осі, перетнула точку  $O_1$  або  $O_2$  (залежно від напрямку повороту), необхідно повернути передню вісь вліво або вправо (рис. 3) на кут

$$\alpha_{\text{max}} = \alpha_{\text{max}}^{\text{лев}} = (\alpha_{\text{max}}^{\text{прав}}) = 90^\circ - \text{arctg} \frac{B}{2L}, \quad (5)$$

де  $B$  – колія задніх коліс,  $B = 1,260$  м;  
 $L$  – подовжня колісна база,  $L = 2,75$  м.

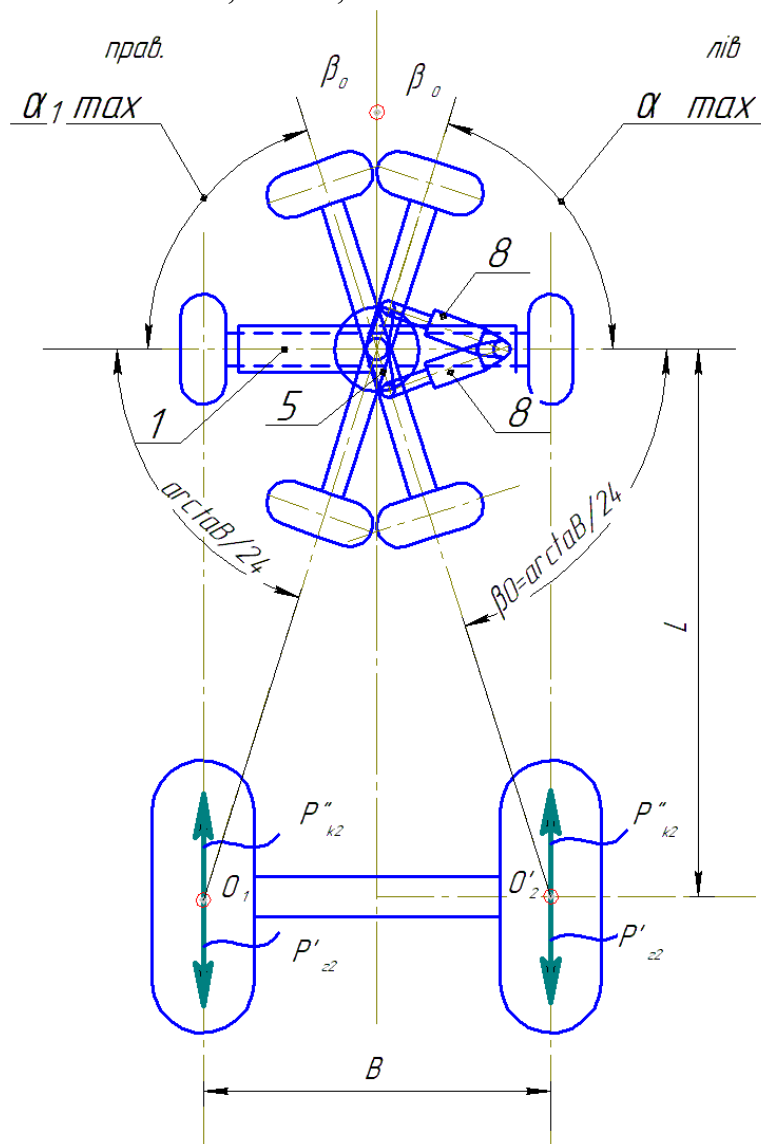


Рисунок 3 – Схема повороту самохідного шасі на місці навколо точки торкання з дорогою одного із задніх провідних коліс (зубчаста пара відсутня і  $U_{zn} = 1$ )

При повороті на вказані кути передній міст повинен зайняти стійке положення. Це можливо у разі, коли вісь гідроциліндра 8, поршневої порожнини якого при розглянутому напрямку повороту створюється тиск рідини, і вісь пов'язаного з ним плеча поворотного важеля 5 витягнуті вздовж однієї лінії. У цьому випадку механізм перебуватиме у «мертвому становищі». Для того, щоб це сталося, кут початкової установки важеля  $\beta_0$  повинен дорівнювати

$$\beta_0 = \operatorname{arctg} \frac{B}{2L} . \quad (6)$$

Поворот двоплечого важеля на кут  $\alpha_{\max}$ , який може досягати величини

70°-75°, тягне за собою значне кутове переміщення силових гідроциліндрів 8 (рис. 3). Це, своєю чергою, вимагає значного будівельного простору у районі переднього бруса. З метою зменшення кутового переміщення двоплечого поворотного важеля 5 і була встановлена пара «шестерня - зубчастий сектор».

Отже, при повороті переднього моста та шестерні на кут  $\alpha_{\max}$  зубчастий сектор і двоплечий поворотний важіль повертаються на кут  $\psi$ , рівний

$$\psi = \frac{\alpha_{\max}}{U_{zn}} = \frac{90^\circ - \operatorname{arctg} \frac{B}{2L}}{U_{zn}}. \quad (.7)$$

Тоді в даному випадку кут початкової установки плечей двоплечого важеля 5 (рис. 1) дорівнює

$$\beta_0 = 90^\circ - \psi = 90^\circ - \frac{90^\circ - \operatorname{arctg} \frac{B}{2L}}{U_{zn}} = \frac{90^\circ (U_{zn} - 1) + \operatorname{arctg} \frac{B}{2L}}{U_{zn}}. \quad (.8)$$

Після підстановки параметрів отримаємо

$$\beta_0 = \frac{90^\circ (4 - 1) + \operatorname{arctg} \left( \frac{1,26}{2 \cdot 2,75} \right)}{4} = 70,726^\circ \cong 71^\circ.$$

З компоновальних міркувань при використанні гідроциліндра ГЦ 40.20.250.020.00 приймаємо  $A = 598$  мм (див. рис. 1 і співвідношення (4).

Для здійснення повороту на місці навколо одного із задніх коліс, крім повороту переднього моста на кут  $\alpha_{\max}$ , необхідно також на колесі, що забігає, створити тягову силу  $P''_{\kappa 2}$ , а на відстаючому колесі – гальмівну силу  $P'_{\kappa 2}$ . Конструкція трансмісії самохідного шасі СШ26 дозволяє це зробити. Для здійснення цього достатньо розгальмувати гальмо-зупинки планетарного механізму повороту і загальмувати колесо борту, що відстає, за допомогою системи автоматичного роздільного гальмування бортів самохідного шасі. У цьому випадку на колесі, що забігає, створюється тягова сила  $P''_{\kappa 2}$ , а на відстаючому – гальмівна сила  $P'_{\kappa 2}$ . Крутний момент дорівнює

$$M_n = \frac{B}{2} \cdot (P''_{\kappa 2} + P'_{\kappa 2}). \quad (.9)$$

Для здійснення повороту необхідно, щоб виконувалася умова

$$M_n > M_f, \quad (10)$$

де  $M_f$  – момент опору повороту, викликаний опором коченню передніх коліс;

$$M_f = m_n \cdot g \cdot f \cdot \sqrt{L^2 + \frac{B^2}{4}} = 380 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot \sqrt{2,75^2 + \frac{1,26^2}{4}} = 210,34 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (11)$$

При реалізації повністю зчіпної ваги на колесах задньої осі

$$P''_{\kappa 2} = P'_{\varepsilon 2} = m_3 \cdot g \cdot \varphi. \quad (12)$$

Отже

$$M_n = B \cdot m_3 \cdot g \cdot \varphi = 1,26 \cdot 1690 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = 14622,59 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таким чином,  $M_n \square M_f$ , та умова можливості повороту виконується. При цьому немає необхідності доводити до блокування відстаюче колесо і до буксування – колесо, що забігає.

З урахуванням вибраних параметрів залежність зусилля на штоку гідроциліндра 8 (рис. 1) від кута повороту переднього моста набуде вигляду

$$P_{um} = \frac{158,3}{0,162} \cdot \sqrt{1 + \left[ \frac{\frac{0,162}{0,598} + \sin\left(\frac{\alpha}{4} - 71^\circ\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{4} - 71^\circ\right)} \right]^2}.$$

У таблиці 1 наведено результати розрахунку зусилля на штоку гідроциліндра 8 (рис. 1) при різних кутах повороту переднього моста.

У цій же таблиці наведено розрахункові значення тиску  $P_\varepsilon$  рідини в поршневій порожнині гідроциліндра 8, що визначаються за формулою

$$P_\varepsilon = \frac{4P_{um}}{\pi \cdot d_n^2}, \quad (13)$$

де  $d_n$  – діаметр поршню гідроциліндра,  $d_n = 40$  мм.

Аналіз результатів розрахунку, зроблених у таблиці 1, показує, що максимальний тиск у поршневій порожнині при керуванні поворотом у процесі руху самохідного шасі становить  $1,789 \text{ МПа} \cong 1,8 \text{ МПа}$ .

Момент опору повороту моста при нерухомому тракторі

$$M'_{опор} = 0,5 \cdot R_{z1} \cdot f \cdot B = 0,5 \cdot m_n \cdot g \cdot f \cdot B = 0,5 \cdot 380 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot 1,26 = 60,39 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таблиця 1 – Розрахунок зусилля на штоку силового гідроциліндра при повороті моста в процесі руху

Кут повороту моста $\alpha$ , град.	0	10	20	30	40	45
Зусилля на штоку $P_{шт}$ , Н	2248	2012	1827	1680	1560	1509
Тиск рідини $P_z$ в поршневій порожнині, МПа	1,789	1,601	1,454	1,337	1,241	1,201

Момент, наведений до валу поворотного важеля

$$M'_{важ} = \frac{60,39 \cdot 4}{0,988} = 244,49 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При повороті на місці навколо одного із задніх коліс тиск рідини створюється в штоковій порожнині одного із гідроциліндрів. Зусилля на штоку, в цьому випадку, визначається при зміні на протилежний знак перед  $\alpha$  у рівнянні (4)

$$P'_{шт} = \frac{M'_{важ}}{R} \cdot \sqrt{1 + \left[ \frac{\frac{R}{A} - \sin\left(\frac{\alpha}{U_{zn}} + \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{U_{zn}} + \beta_0\right)} \right]^2}. \quad (14)$$

Розрахунок значень  $P'_{шт}$  залежно від кута повороту моста  $\alpha$  наведено у таблиці 2. У цьому випадку кут  $\alpha$  змінюється від 0 до  $90^\circ - \arctg \frac{B}{2L} = 73,588^\circ \cong 74^\circ$

Таблиця 2 – Розрахунок зусилля на штоку силового гідроциліндра при повороті трактора навколо одного із задніх коліс

Кут повороту моста $\alpha$ , град.	0	10	20	30	40	50	60	70	74
Зусилля на штоку $P'_{шт}$ , Н	3472	3946	4607	5563	7062	9731	15759	41952	125825
Тиск рідини $P'_z$ в поршневій порожнині, МПа	3,684	4,187	4,888	5,902	7,493	10,325	16,721	44,512	133,557

Тиск рідини  $P'_z$  в поршневій порожнині

$$P'_z = \frac{4P'_{um}}{\pi \cdot (d_n^2 - d_u^2)}, \quad (15)$$

де  $d_u$  – діаметр штока,  $d_u = 20$  мм.

Аналіз результатів розрахунку показує, що при кутах повороту  $\alpha$  переднього моста понад  $60^\circ$  різко зростає необхідний тиск рідини  $P'_z$ . Воно становить понад 16 МПа, що є неприпустимим. Для зниження зазначеного піку тиску  $P'_z$  необхідно при повороті на місці подавати тиск рідини в поршневу порожнину гідроциліндра, що відповідає напрямку повороту.

Визначимо тиск рідини у системі, необхідний для забезпечення повороту переднього моста на кут  $\alpha_{\max}$ .

Крутний момент, що створюється при подачі тиску рідини в поршневу порожнину, визначимо з рівняння (4)

$$M_{пов} = \frac{P'_z \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot R}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\frac{R}{A} + \sin\left(\frac{\alpha}{4} - \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{4} - \beta_0\right)} \right]^2}}. \quad (16)$$

Крутний момент при подачі тиску в штокову порожнину другого циліндра 8

$$M'_{пов} = \frac{P'_z \cdot \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_u^2)}{4} \cdot R}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\frac{R}{A} - \sin\left(\frac{\alpha}{4} + \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{4} + \beta_0\right)} \right]^2}}. \quad (17)$$

При одночасній подачі тиску рідини в обидві зазначені порожнини гідроциліндрів  $P'_z = P_z$  момент, що повертає

$$M_{нов} = \frac{\pi \cdot P_2 \cdot R \cdot d_n^2}{4} \cdot \left\{ \frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\frac{R}{A} + \sin\left(\frac{\alpha}{4} - \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{4} - \beta_0\right)} \right]^2}} + \frac{1 - (d_u / d_n)^2}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\frac{R}{A} - \sin\left(\frac{\alpha}{4} + \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{4} + \beta_0\right)} \right]^2}} \right\}. \quad (18)$$

З рівняння (18) визначимо необхідний тиск рідини

$$P_2 = \frac{4M_{нов}}{\pi \cdot R \cdot d_n^2} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\frac{R}{A} + \sin\left(\frac{\alpha}{4} - \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{4} - \beta_0\right)} \right]^2}} + \frac{1 - (d_u / d_n)^2}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\frac{R}{A} - \sin\left(\frac{\alpha}{4} + \beta_0\right)}{\cos\left(\frac{\alpha}{4} + \beta_0\right)} \right]^2}}}. \quad (19)$$

У таблиці 3 наведено результати розрахунку тиску рідини при різних кутах повороту переднього моста у разі повороту самохідного шасі на місці навколо одного із задніх провідних коліс.

Таблиця 3 – Розрахунок необхідного тиску рідини при її одночасній подачі в поршневу та штокову порожнини двох різних циліндрів відповідно до напрямку повороту

Кут повороту моста $\alpha$ , град.	0	10	20	30	40	50	60	70	74
Тиск рідини $P_2$ МПа	1,790	1,576	1,558	1,530	1,505	1,483	1,479	1,501	1,538

Таким чином, при забезпеченні повороту на місці необхідно одночасно включити гідророзподільвач у положення відповідного напрямку повороту та здійснювати поворот рульового колеса у цьому напрямку. Після повороту переднього моста на кут  $\alpha_{max}$  вплив на кермо можна припинити.

Визначення тиску рідини, необхідного для забезпечення повороту мосту на 180°. На прямому ході штока гідроциліндра 10 (рис. 1) тиск рідини подається в штокову порожнину. У цьому випадку вираз (11.4) при  $\beta_0 = -90^\circ$  набуде вигляду

$$P_{ум} = \frac{M_{опор}}{R_1} \cdot \sqrt{1 + \left( \frac{\frac{R_1}{A_1} + \cos \alpha}{\sin \alpha} \right)^2} . \quad (20)$$

При зворотному ході штока

$$P'_{ум} = \frac{M_{опор}}{R_1} \cdot \sqrt{1 + \left( \frac{\cos \alpha - \frac{R_1}{A_1}}{\sin \alpha} \right)^2} . \quad (21)$$

При  $R_1 = 162$  мм і  $A_1 = 595$  мм перетворимо вирази (20) і (21) до вигляду при  $M_{опор} = 60,39$  Н·м

$$P_{ум} = 372,78 \cdot \sqrt{1 + \left( \frac{0,272 + \cos \alpha}{\sin \alpha} \right)^2} ; \quad (22)$$

$$P'_{ум} = 372,78 \cdot \sqrt{1 + \left( \frac{\cos \alpha - 0,272}{\sin \alpha} \right)^2} . \quad (23)$$

Тиск рідини при прямому ході штока

$$P_z = \frac{4P_{ум}}{\pi \cdot (d_n^2 - d_u^2)} = \frac{4}{3,14 \cdot (40^2 - 20^2)} \cdot P_{ум} . \quad (24)$$

Тиск рідини при зворотному ході штока

$$P'_z = \frac{4P'_{ум}}{\pi \cdot d_n^2} = \frac{4}{3,14 \cdot 40^2} \cdot P'_{ум} . \quad (25)$$

У таблиці 4 наведені результати розрахунку тиску рідини в силовому гідроциліндрі 10, необхідного для повороту моста на  $180^\circ$ .

Таблиця 4 – Розрахунок тиску рідини, необхідного для повороту моста на  $180^\circ$

Кут повороту моста $\alpha$ , град		0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
Прямий хід	$P_{ум}$ , Н	$\infty$	1372	0,708	499	409	375	385	470	818	$\infty$
	$P_z$ , МПа	$\infty$	1,456	0,751	0,529	0,434	0,398	0,408	0,499	0,868	$\infty$
Зворотний хід	$P'_{ум}$ , Н	$\infty$	818	470	385	374	409	499	708	1372	$\infty$
	$P'_z$ , МПа	$\infty$	0,651	0,374	0,306	0,298	0,325	0,397	0,563	1,091	$\infty$

Аналіз результатів розрахунку, приведених у таблиці 4, показує, що прак-

тично у всьому діапазоні зміни кутів повороту  $\alpha$  переднього поворотного моста при його розвороті на  $180^\circ$  у процесі навішування знарядь та машин реалізується тиск рідини в межах від 0,3 МПа до 1,5 МПа, що становить незначні величини. Небезпекою є крайні положення важеля 9 (рис. 1), відповідні «мертвим» положенням механізму. Для виходу з мертвих положень, крім перемикання додаткового розподільника 14 (рис. 2), необхідно поворотом рульового приводу забезпечити подачу тиску у відповідну порожнину одного з циліндрів 8. Для запобігання пікового значення тиску рідини при проходженні штока поблизу «мертвих» положень необхідно в гідролініях передбачити запобіжні клапани.

Таким чином, пропонована конструкція рульового приводу перспективного тракторного самохідного шасі СШ26 дає змогу здійснювати такі маневри:

- управління напрямком руху самохідного шасі;
- поворот на місці навколо точки торкання з дорогою одного із задніх ведучих коліс;
- поворот переднього поворотного моста на місці на кут  $180^\circ$  під час механізованого навішування знарядь у міжосьовий простір самохідного шасі.

### **Перелік посилань**

1. Бобошко О.А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів: Дис. ... доктора техн. наук: 05.22.02 /Бобошко Олександр Андрійович. – Харків, 2019. – 332 с.
2. Гармаш В.П. Поліпшення маневреності колісних машин шляхом використання роздільного приводу коліс поворотного мосту. Дисертація PhD, спец. 274 – «Автомобільний транспорт». – Харків: ХНАДУ, 2023. – 146 с.
3. Бобошко О.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: Автореф. дис. На здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі і трактори» /О.А. Бобошко. – Харків, 2002. – 20 с.

Леоненко Олександр Миколайович, канд. техн. наук, доцент, провідний науковий співробітник науково-дослідного відділу (аеродромно-технічного забезпечення авіації Повітряних Сил) наукового центру Повітряних Сил, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, alexander.leonenko73@gmail.com.

Стояновський Дмитро Анатолійович, науковий співробітник науково-дослідного відділу (аеродромно-технічного забезпечення авіації Повітряних Сил) наукового центру Повітряних Сил, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, dim1987@i.ua.

## **ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧОЇ ДІЯЛЬНОСТІ ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ**

Керівними документами Міністерства оборони України (МО України) визначається, що “для проведення технічного обслуговування (ТО) і поточного