



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **32809** (13) **U**  
(51) МПК (2006)  
B60K 31/00МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ**ОПИС  
ДО ПАТЕНТУ  
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**видається під  
відповідальність  
власника  
патенту**(54) ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНА СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ТРАНСМІСІЄЮ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ**

1

2

(21) u200802028

(22) 18.02.2008

(24) 26.05.2008

(46) 26.05.2008, Бюл.№ 10, 2008 р.

(72) ГАЛУШКА ЮРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ, UA, ЛИ-  
ПОВЕЦЬ ВАЛЕРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ, UA, ЛИТ-  
ВИН-ПОПОВИЧ ІГОР АНАТОЛІЙОВИЧ, UA, БО-  
ГАЧЕВ СЕРГІЙ ВЕНІАМІНОВИЧ, UA, ЗІМІН  
ДМИТРО БОРИСОВИЧ, UA, КЛИМЕНКО ІВАН ВІ-  
КТОРОВИЧ, UA, САЄНКО ДМИТРО ВАЛЕРІЙО-  
ВИЧ, UA(73) КАЗЕННЕ ПІДПРИЄМСТВО "ХАРКІВСЬКЕ  
КОНСТРУКТОРСЬКЕ БЮРО З МАШИНОБУДУ-  
ВАННЯ ІМ. О.О. МОРОЗОВА", UA(57) Електрогідравлічна система керування транс-  
місією гусеничної машини, що складається з двох  
планетарних коробок передач (КП), кожна з яких  
має по шість споряджених бустерами підпружине-  
них фрикціонів (Ф1...Ф6), які містять в собі лівий і  
правий блоки триходових двопозиційних електро-  
гідророзподільників (ЕГР), сполучених вихідними  
каналами з бустерами фрикціонів КП, двокаскадні  
електрогідравлічні пристрої керування поворотом  
(ПКП), які своїми вихідними каналами сполучені з  
вхідними каналами ЕГР і двокаскадного електрогід-  
равлічного пристрою керування зупинним галь-  
мом (ПКЗГ), яка **відрізняється** тим, що кожний  
ПКП і ПКЗГ виконані у вигляді двокаскадного реду-  
кційного клапана, як перший каскад використаний  
електрокерований редуційний клапан із пропор-  
ційним електромагнітом (РКП), як другий каскад -редукційний клапан, золотник якого кінематично  
зв'язаний через жорстку пружину зі штоком гідро-  
циліндра, поршнева порожнина якого сполучена з  
насосом, штокова порожнина сполучена з вихід-  
ним каналом РКП, причому опозитно жорсткій  
пружині в золотнику встановлений пустотілий плун-  
жер з поміщеною в ньому додатковою пружиною,  
яка розміщена між торцями плунжера і золотника,  
при цьому мінімальна величина робочого зусилля  
стискування додаткової пружини визначається спів-  
відношенням:

$$R_{\text{пр}} \geq \sum R_{\text{тр}} + P_{\text{н}} \cdot F_{\text{шл}};$$

а площа поперечного перерізу поршня виконана  
більшою від площі поперечного перерізу плунжера  
і відповідає величині:

$$F_{\text{порш}} \geq F_{\text{пл}} + F_{\text{шл}} + \frac{2 \cdot \sum R_{\text{тр}}}{P_{\text{н}}};$$

де:

 $R_{\text{пр}}$  - мінімальне робоче зусилля стискування пружини плунжера; $P_{\text{н}}$  - тиск мастила у напірній магістралі насоса, що  
підводиться в поршкову порожнину гідроциліндра; $\sum R_{\text{тр}}$  - сумарна сила тертя в рухливих золотнико-  
вих і плунжерних парах другого каскаду ПКП  
(ПКЗГ); $F_{\text{порш}}, F_{\text{шл}}, F_{\text{пл}}$  - площі поперечних перерізів відпо-  
відно поршня, штока і плунжера.

Передбачувана корисна модель відноситься до транспортного машинобудування, зокрема до пристроїв для керування фрикційними елементами коробок передач гусеничних транспортних засобів.

Відома електрогідравлічна система дистанційного керування трансмісією гусеничної машини [див. журнал «Вестник бронетанковой техники», № 2, 1970г, стр. 33 - 39, рис.1], що складається з двох планетарних коробок передач (КП), кожна з яких має по шість підпружинених фрикціонів (Ф1...Ф6) з бустерами. Система містить лівий і правий блоки триходових двопозиційних електрогідро-

розподільників (ЕГР), сполучених вихідними каналами з бустерами фрикціонів КП, а також електрогідравлічні пристрої керування поворотом (ПКП), своїми вихідними каналами сполучені з вхідними каналами ЕГР, і електрогідравлічний пристрій керування зупинним гальмом (ПКЗГ).

Кожна КП забезпечує сім передач переднього ходу, нейтраль і одну передачу заднього ходу. Включення передачі здійснюється замиканням одночасно в обох КП двох із шести фрикційних елементів Ф1...Ф6 за допомогою убудованих бустерів.

(13) **U**(11) **32809**(19) **UA**

Гальмування здійснюється включенням фрикційних елементів Ф4 і Ф5 в обох КП за допомогою окремого гідроциліндра.

Поворот на першій передачі здійснюється включенням фрикціонів Ф4 і Ф5 на відстаючому борту. Поворот на інших передачах здійснюється за рахунок включення в КП відстаючого борта передачі на одну ступінь нижче.

Для керування машиною водій використовує кермо, важіль переключення передач, педаль гальма, тумблер стояночного гальма.

Для дистанційного керування поворотом передбачені три двокаскадні електрогідролічні пристрої, а саме, один регулятор тиску повороту, який представляє собою електрогідрокерований золотник дії, що стежить за зусиллям і два послідовно підключених до нього електрогідрокерованих золотника повороту, які вихідними каналами підключені до лівого і правого блоків ЕГР.

Блоки ЕГР призначені для включення і виключення фрикційних елементів при переключенні передач і повороті. Кожен ЕГР з'єднує бустер одного з фрикційних елементів або з маслопроводом, у якому мастило знаходиться під тиском, або із зливальним отвором і керується електромагнітом.

Регулятор повороту служить для плавної зміни тиску в залежності від кута повороту машини, плавного підвищення тиску при її зрушенні з місця. Регулятор виконаний по двокаскадній схемі. У першому каскаді використаний регулятор типу сопло-заслінка, керований поворотним електромагнітом позиційного типу і працюючий на мастилі АМГ-10, що подається від автономної гідросистеми (в основній гідросистемі використовується мастило МТ-8П).

Міждросельна камера регулятора першого каскаду з'єднана з порожниною під торцем золотника другого каскаду, що представляє собою золотник дії, який стежить за зусиллям. Золотник другого каскаду регулює тиск мастиля МТ-8П, яке подається в бустери КП. Золотники повороту теж виконані по двокаскадній схемі. Електрокеровані золотники першого каскаду теж працюють на мастилі АМГ-10, а другого - на мастилі МТ-8П. Золотники повороту при прямолінійному русі з'єднують обидва блоки ЕГР із регулятором тиску. При повороті керма один із золотників повороту переміщується і з'єднує блок ЕГР борта, що забігає, з насосом, чи від'єднує його від регулятора. Другий золотник повороту зберігає колишнє положення, з'єднуючи блок ЕГР борта, що відстає, з регулятором тиску. Тиск у вихідному каналі регулятора підвищується відповідно до кута повороту керма. На початку повороту керма в блоці золотників ЕГР борта, що відстає, включається передача, яка нижче на одну ступінь.

Електрична система керування перетворює сигнали органів керування машиною і датчиків автоматичних систем у команди і передає їх гідролічним виконавчим органам.

Описана електрогідролічна система керування трансмісією гусеничної машини має недоліки:

1. Низька надійність і складність пристрою керування поворотом (ПКП), оскільки він містить порівняно велику кількість електро-керованих дво-

каскадних електрогідропристроїв (три), а саме: один регулятор тиску повороту і два золотники (гідророзподільники) повороту.

2. Низька надійність ПКП і ПКЗГ через велику імовірність «зависання» золотників у регуляторах повороту і гальма та золотниках (гідророзподільниках) повороту, внаслідок облітерації (заростання) вузьких щілин золотникових пар і підвищених сил тертя в них через відсутність примусової осциляції (коливань) золотників [див. Т.М.Башта, «Гидравлические следящие приводы», Машгиз, М., 1960р, стр.170 - 172].

3. Складність пристрою через наявність двох типів мастиля у гідросистемі (АМГ-10 і МТ-8П), що викликає необхідність застосування додаткових гідроагрегатів і апаратури (маслобаків, насосів та приводів для них, пристроїв електрокерування, охолодження, трубопроводів і т.ін.).

4. Різноманітність застосовуваних мастил вимагає застосування ущільнювального гумового кільця в другому каскаді регулятора тиску ПКП і ПКЗГ. Сила тертя цього кільця знижує чутливість регулятора тиску, а наявність самого кільця, що піддається інтенсивному зносу в умовах високих температур у моторному відділенні двигуна машини додатково знижує надійність пристрою.

5. При аварійному знеструмленні перших каскадів регуляторів тиску повороту і гальма тиск після других їхніх каскадів падає до нуля, що знижує надійність ПКП, а для ПКЗГ - неприпустимо з розуміння безпеки водіння машини.

6. Неможливість одержання на виході з регулятора повороту і гальма максимального тиску, рівного тиску в напірній магістралі насоса. Тиск у системі дорівнює  $14 \text{ кгс/дм}^2$ , а тиск на виході з регулятора не перевищує  $9 \text{ кгс/дм}^2$ . Це приводить до недовикористання потужності насоса і зниження економічності гідросистеми, а також зниження зусилля стискання фрикційних елементів КП.

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалення електрогідролічної системи керування трансмісією гусеничної машини шляхом введення в пристрій керування поворотом і гальмом двокаскадного редукційного клапана, що дає можливість підвищити надійність роботи системи керування в цілому.

Поставлена задача досягається тим, що в системі електрогідролічного керування трансмісією гусеничної машини, яка складається з двох планетарних коробок передач (КП), що мають по шість споряджених бустерами підпружинених фрикціонів (Ф1...Ф6), які містять в собі лівий і правий блоки триходових двопозиційних електрогідророзподільників (ЕГР), сполучених вихідними каналами з бустерами фрикціонів КП, а також електрогідролічні пристрої керування поворотом (ПКП), своїми вихідними каналами сполучених з вхідними каналами ЕГР, і електрогідролічний пристрій керування зупинним гальмом (ПКЗГ), відповідно до пропонованої корисної моделі, кожний ПКП і ПКЗГ виконано у вигляді двокаскадного редукційного клапана, в якості першого каскаду використаний електрокерований редукційний клапан із пропорційним електромагнітом (РКП), другий каскад виконаний у вигляді редукційного клапана, золотник якого кінематично зв'язаний через жорстку пружину зі

штоком гідроциліндра, поршнева порожнина якого сполучена з насосом, а штокова порожнина сполучена з вихідним каналом РКП, причому, опозитно жорсткій пружині в золотнику встановлений пустотілий плунжер із пружиною, яка розміщена між торцями плунжера і золотника, при цьому, мінімальна величина робочого зусилля стискання додаткової пружини визначається співвідношенням:

$$R_{np} \geq \sum R_{tp} + P_n \cdot F_{шг};$$

а площа поперечного перерізу поршня виконана більшою, ніж площа поперечного перерізу плунжера і відповідає величині:

$$F_{порш} \geq F_{пл} + F_{шг} + \frac{2 \cdot \sum R_{tp}}{P_n};$$

де  $R_{np}$  - мінімальне робоче зусилля стискання пружини плунжера;

$P_n$  - тиск у напірній магістралі насоса, що підводиться в поршкову порожнину гідроциліндра;

$\sum R_{tp}$  - сумарна сила тертя в рухливих золотникових і плунжерних парах другого каскаду ПКП (ПКЗГ)

$F_{порш}, F_{шг}, F_{пл}$  - площі поперечних перерізів відповідно поршня, штока і плунжера.

Таке рішення підвищує надійність системи і спрощує конструкцію ПКП, оскільки в пропонованій системі поворот машини забезпечений за допомогою усього лише двох електрокерованих редукційних двокаскадних клапанів, на відміну від описаної вище системи, у якій поворот здійснюється трьома більш складними електрокеруваними двокаскадними агрегатами, а саме: одним регулятором повороту і двома золотниками гідророзподільниками. Завдяки зменшенню кількості електромагнітів і супутних їм інших електричних пристроїв: джгути, реле, контакти і т.ін. спрощена конструкція і знижена імовірність виходу з ладу системи керування поворотом.

Другою перевагою пропонованої системи є те, що при аварійному знеструмленні перших каскадів регуляторів тиску повороту (ПКП) і гальма (ПКЗГ) тиск після других їхніх каскадів не падає до нуля, а залишається рівним максимальному тиску в напірній магістралі насоса. Це гарантує безпеку водіння у випадку аварійної ситуації.

Третьою перевагою пропонованого пристрою є наявність примусової осциляції золотників ПКП і ПКЗГ і усунення їхньої облітації і «зависання». Джерелом осцилюючих коливальних рухів золотників є безпосередній зв'язок поршневої порожнини гідроциліндра ПКП і ПКЗГ з напірною магістраллю насоса, тиск у якій, як відомо [див. наприклад, Т. М. Башта, «Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем», М, Машиностроение, 1974г, стр. 116...122, 202, 281...283, 289...293, 331...333] піддається високочастотним пульсаціям, амплітуда яких досягає 5...15% від середньої номінальної величини тиску. Фактична пульсація потоку і тиску в напірній магістралі насоса визначається не тільки розрахунковою нерівномірністю подачі рідини насосом, обчисленої з обліком лише його кінематики, але і, значною мірою, гідродинамічними процесами при фазорозподілі рідини.

Наступною перевагою пропонованої системи є те, що в ній забезпечене на виході з регуляторів повороту (ПКП) і гальма (ПКЗГ) максимального тиску, рівного тиску в напірній магістралі насоса. Завдяки цьому забезпечене більш повне використання потужності насоса, а також забезпечене більше зусилля стискання фрикційних елементів КП.

Відповідно до пропонованої корисної моделі, РКП, гідроциліндри і редукційні клапани других каскадів ПКП і ПКЗГ зв'язані з єдиним джерелом тиску робочої рідини - насосом, а на вході у РКП і гідроциліндри ПКП і ПКЗГ встановлений фільтр тонкого очищення робочої рідини.

Це дозволило додатково підвищити надійність і спростити конструкцію, оскільки замість двох різнотипних, одночасно застосовуваних мастил, застосовується один тип мастила - трансмісійне МТ-8П. Завдяки цьому усунута необхідність у застосуванні додаткових гідроагрегатів для другого типу мастила АМГ-10: бака, насоса, запобіжної гідроапаратури, трубопроводів і т.ін., а також відпала необхідність застосування ущільнювального гумового кільця в золотнику регуляторів гальма і повороту в других каскадах. Це підвищило чутливість і надійність ПКП і ПКЗГ, що особливо важливо з урахуванням високих температур у моторному відділенні двигуна машини, які знижують довговічність гумових ущільнювальних кілець.

Скасування додаткового бака, насоса й ін. елементів для другої рідини підвищує компактність конструкції, що особливо важливо в умовах обмеженого робочого простору в відділеннях трансмісії двигуна.

Електрогідролічна система керування трансмісією гусеничної машини зображена на кресленнях, де:

на Фіг.1 - приведена принципова гідролічна схема системи керування трансмісією;

на Фіг.2 - спрощене конструктивне зображення РКП;

на Фіг.3 - показана в розрізі конструкція ПКП (ПКЗГ);

Електрогідролічна система керування трансмісією гусеничної машини, що складається з двох планетарних коробок передач (КП), кожна з яких має по шість споряджених бустерами 1...6, 7...12 підпружинених фрикційонів (Ф1...Ф6), містить лівий 13 і правий 14 (Фіг.1) блоки триходових двопозиційних електрогідророзподільників (ЕГР) 15...19, 20...25, які сполучені вихідними каналами 26...31, 32...37 з бустерами 1...6, 7...12 фрикційонів КП. Мають також двокаскадні електрогідролічні пристрої керування поворотом (ПКП) 38 і 39 і двокаскадний електрогідролічний пристрій керування зупинним гальмом (ПКЗГ) 40. ПКП 38 і 39 своїми вихідними каналами 41 і 42 сполучені з вхідними каналами 43...48, 49...54 ЕГР 13 і 14. ПКЗГ 40 своїм вихідним каналом 55 сполучений з гідроциліндром 56 зупинного гальма.

Кожен ПКП 38 і 39 і ПКЗГ 40 виконані у вигляді двокаскадного редукційного клапана (Фіг.1 і 3), в якості першого каскаду якого використаний електрокерований редукційний клапан 57 із пропорційним електромагнітом (РКП) 58.

Оскільки гідроблоки 38, 39 і 40 між собою уніфіковані і нічим один від другого не відрізняються, то і нумерація елементів, з яких складаються ці три блоки, позначені нижче одними й тими ж самими цифрами, а опис конструкції приводимо на прикладі лівого ПКП 38 (Фіг. 3).

Другий каскад ПКП і ПКЗГ виконаний у вигляді редукційного клапана 59, золотник 60 якого кінематичне зв'язаний через жорстку пружину 61 (Фіг.3) зі штоком 62 гідроциліндра 63, поршнева порожнина 64 якого сполучена з насосом 65 (Фіг.1), а штокова порожнина 66 (Фіг.3) сполучена з вихідним каналом 67 РКП 57. Опозитно жорсткій пружині 61 у золотнику 60 установлений пустотілий плунжер 68 з поміщеною в ньому додатковою пружиною 69, яка розміщена між торцями плунжера 68 і золотника 60. Мінімальна величина робочого зусилля стиснення додаткової пружини 69 визначається співвідношенням:

$$R_{\text{тр}} \geq \Sigma R_{\text{тр}} + P_H \cdot F_{\text{шг}}; \quad (1)$$

а площа поперечного перерізу поршня 70 виконана більшою площею поперечного перерізу плунжера 69 і відповідає величині:

$$F_{\text{порш}} \geq F_{\text{пл}} + F_{\text{шг}} + \frac{2 \cdot \Sigma R_{\text{тр}}}{P_H}; \quad (2)$$

де  $R_{\text{пр}}$  - мінімальне робоче зусилля стиснення пружини 69 плунжера;

$P_H$  - тиск мастила у напірній магістралі насоса 65, яке підводиться в поршкову порожнину 64 гідроциліндра 63;

$\Sigma R_{\text{тр}}$  - сумарна сила тертя в рухливих золотникових і плунжерних парах другого каскаду ПКП (ПКЗГ), яка визначається методом емпіричних розрахунків.

$F_{\text{порш}}, F_{\text{шг}}, F_{\text{пл}}$  - площі поперечних перерізів відповідно поршня 70, штока 62, плунжера 68.

РКП 57, гідроциліндри 63 і редукційні клапани 59 других каскадів ПКП і ПКЗГ зв'язані каналами 71,72,73 з єдиним джерелом робочої рідини - насосом 65, у напірній магістралі якого установлений фільтр 74. На вході в РКП 57 і гідроциліндри 63 ПКП і ПКЗГ установлений фільтр 75 тонкого очищення робочої рідини, сполучений за допомогою

каналів 76, 77, 78, 79, 80 (Фіг.1 і 3) кільцевої канавки 81 з поршневою порожниною 64 і з входом у РКП 57.

Корпус другого каскаду редукційного клапана 59 на торцях герметично закритий кришкою 82, стаканом 83 і пробкою 84.

У корпусі виконані розточки 85, 86, 87, 88, а в золотнику - розточка 89 і радіальні отвори 90 і 91. Вихідний канал 67 РКП зв'язаний із штоковою порожниною 66 через кільцеву канавку 92 і радіальні отвори 93 у корпусі гідроциліндра 63. Зливний канал 94 сполучений через розточку 88 отвору в дні стакану 95, отвору 91 з розточкою 85, яка каналом 96 сполучається із зливом у бак.

РКП 57 (Фіг.2) складається з золотника 97, в розточку 98 якого поміщений плунжер 99. Золотник 97 контактує із штовхачем 100 електромагніта 58. Електромагніт виконаний у вигляді котушки соленоїда 101 і рухомого осердя 102. У корпусі РКП виконані кільцеві розточки 103, 104, а в золотнику 97 виконані радіальні отвори 105, сполучені осевим каналом з розточкою 98.

Для керування переключенням передач і поворотами існує кермо (не показане), яке обладнане датчиками кутового положення і кнопками для керування переключенням передач за допомогою ЕГР. Для керування блоками ЕГР передбачений електронний блок (не показаний), призначений для включення визначеної комбінації ЕГР в обох блоках 13 і 14 одночасно.

До складу ЕГР входять електромагніти відкриття і закриття. Відкритим вважається стан ЕГР, при якому він з'єднує бустер фрикціону з тиском рідини. Цей стан у таблиці позначений знаком «+». Закритим вважається стан ЕГР, при якому він з'єднує той же бустер із зливом і цей стан у таблиці позначений знаком «-»). Постійний магніт, що фіксує ЕГР у відкритому чи закритому стані і магнітокерований геркон (герметизований контакт), сигналізують про стан ЕГР. У відкритому стані ЕГР контакти геркона розімкнуті. Щоб відкрити чи закрити ЕГР необхідно подати напругу (20...27)В тривалістю 0,2сек на електромагніт відкриття чи відповідно закриття ЕГР. Порядок відкриття і закриття ЕГР для включення всіх передач, оперативного гальма і заднього ходу приведено у таблиці.

Таблиця

№ передач	Режим керування	Електрогідрозподільники											
		Лівий механізм розподілу						Правий механізм розподілу					
		ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
1	Прямо	-	-	+	+	-	-	-	-	+	+	-	-
	Ліворуч (п-1)	-	-	-	+	+	-	-	-	+	+	-	-
	Ліворуч (на місці)	-	-	+	-	+	-	-	-	+	+	-	-
	Праворуч (п-1)	-	-	+	+	-	-	-	-	-	+	+	-
2	Прямо	-	-	-	+	-	+	-	-	-	+	-	+
	Ліворуч (п-1)	-	-	+	+	-	-	-	-	-	+	-	-
	Ліворуч (на місці)	-	-	-	+	-	+	-	-	+	+	-	-
	Праворуч (п-1)	-	-	-	+	-	+	-	-	+	+	-	-
3	Прямо	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+	-	-
	Ліворуч (п-1)	-	-	-	+	-	+	+	-	-	+	-	-
	Ліворуч (на місці)	-	-	-	+	-	+	+	-	-	+	-	-
	Праворуч (п-1)	+	-	-	+	-	-	-	-	-	+	-	+
4	Прямо	+	-	+	-	-	-	+	-	+	-	-	-
	Ліворуч (п-1)	+	-	-	+	-	-	+	-	+	-	-	-
	Ліворуч (на місці)	+	-	-	+	-	-	+	-	+	-	-	-
	Праворуч (п-1)	+	-	+	-	-	-	+	-	-	+	-	-

№ передачі	Режим керування	Електрогідрозподільники											
		Лівий механізм розподілу						Правий механізм розподілу					
		ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР	ЕГР
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
5	Прямо	-	+	-	+	-	-	-	+	-	+	-	-
	Ліворуч (п-1)	+	-	+	-	-	-	-	+	-	+	-	-
	Праворуч (п-1)	-	+	-	+	-	-	+	-	+	-	-	-
6	Прямо	-	+	+	-	-	-	-	+	+	-	-	-
	Ліворуч (п-1)	-	+	-	+	-	-	-	+	+	-	-	-
	Праворуч (п-1)	-	+	+	-	-	-	-	+	-	+	-	-
3X	Прямо	-	-	+	-	+	-	-	-	+	-	+	-
	Ліворуч (п-1)	-	-	-	+	+	-	-	-	+	-	+	-
	Ліворуч (на місці)	-	-	+	+	-	-	-	-	+	-	+	-
	Праворуч (п-1)	-	-	+	-	+	-	-	-	-	+	+	-
	Праворуч (на місці)	-	-	+	-	+	-	-	-	+	+	-	-
H	Нейтраль	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
ОГ	Оперативне гальмо	-	-	-	+	+	-	-	-	-	+	+	-

Електрогідравлічна система керування трансмісією гусеничної машини працює таким чином.

Оскільки лівий 13 і правий 14 блоки ЕГР, а також лівий 38 і правий 39 ПКП конструктивно однакові, роботу пристрою розглянемо на прикладі лівого блоку 13ЕГРілівогоПКП38.

Від каналу 41 мастило підводиться під тиском до всіх вхідних каналів 43...48 ЕГР 15...19 (Фіг.1). До каналу 41 мастило підводиться від насоса 65, через фільтр 74, канал 72, через ПКП38, який зв'язаний каналами 79,80,76 з каналом 78, що йде від фільтра тонкої очистки 75.

Включення необхідної передачі здійснюється включенням електромагнітів відкриття відповідної пари ЕГР відповідно до таблиці, на якій позначені стани всіх ЕГР для передач 1...6, 3X (задній хід), H (нейтраль), ОГ (оперативне гальмо), а також для поворотів ліворуч (п-1), праворуч (п-1), ліворуч і праворуч на місці навколо центральної осі.

У відкритому стані ЕГР (наприклад, 15 на Фіг.1) пропускає мастило з каналів 41 і 43 у свій вихідний канал 26 і далі в бустер фрикціону Ф2. Виключення ЕГР здійснюється включенням його електромагніту закриття; при цьому сполучений з ЕГР бустер з'єднується через нього із зливом у картер КП. Керування ЕГР-ами виконується за допомогою електронного блоку (не показаний), що включає визначені комбінації в обох блоках ЕГР 13 і 14, (Фіг.1) одночасно. Зв'язок між задаючими пристроями (кнопками, розташованими на кермі) і виконавчими ЕГР здійснюється через інформаційно-керуючу систему (ІКС), яка перетворює сигнали органів керування в команди і передає їх на ЕГР. Контроль номера включеної передачі здійснюється по цифровому індикатору на пульті водія. ІКС визначає номер включеної передачі по сигналізаторах стану ЕГР - герконах. У відкритому (закритому) стані ЕГР контакти герконів розімкнуті (замкнуті).

Зміна напрямку руху забезпечується ПКП шляхом регулювання швидкості обертання ведучих коліс.

Роботу ПКП розглянемо на прикладі лівого ПКП (Фіг.3).

Мастило по каналу 72 (Фіг.1, 3) надходить до другого каскаду ПКП до золотника 60, а по каналах 79, 80-у порожнину 64 гідроциліндра 63 і до першого каскаду ПКП до РКП-57. При русі машини в порожнину 64 від фільтра тонкої очистки 75 по

каналах 78, 76 і 79 подається мастило під постійним тиском, рівним  $17 \text{ кгс/см}^2$ . А в порожнину 66 гідроциліндра подається мастило від РКП 57, канал 67, канавку 92, отвори 93 під тиском, пропорційним величині струму, що надходить до електромагніта 101 РКП (Фіг. 2). До РКП 57 мастило під тиском  $17 \text{ кгс/см}^2$  надходить по каналу 80 (на Фіг.2 позначений «Р<sub>1</sub>»). При максимальній величині струму на електромагніті 101 осердя 102 через штовхач 100 переміщує золотник 97 ліворуч (з креслення, Фіг.2). Золотник при цьому перекидає розточку 104 і відкриває розточку 103. Мастило під тиском  $17 \text{ кгс/см}^2$  по каналу «Р<sub>1</sub>» надходить у канал «В» (67) і далі в порожнину 66 гідроциліндра 63 (Фіг.3). При зменшенні величини струму осердя 102 впливає на золотник 97 з меншим зусиллям, його рівновага порушується. Мастило з каналу «Р<sub>1</sub>», що надходить через отвори 105 у порожнину 98, частково переміщує золотник 97 праворуч (з креслення, Фіг.2), частково перекидаючи проточку 103 і відкриваючи частково проточку 104, зливає через неї мастило в зливний канал «Т<sub>1</sub>» (94 на Фіг.3). При цьому тиск у вихідному каналі «В» (67) зменшується пропорційно зменшенню величини струму в котушці 101. При нульовій величині струму зусилля, що діє на золотник 97 з боку осердя 102 дорівнює нулю, і золотник 97 під дією тиску мастила в порожнині 98 переміщується праворуч, перекидаючи розточку 103 і відкриваючи повністю розточку 104 для зливу в канал «Т<sub>1</sub>»; при цьому тиск у каналі «В» (67) і відповідно в порожнині 66 (Фіг.3) падає до нуля. Таким чином, змінюючи величину струму від максимальної величини до нуля (і навпаки), можна відповідно плавно змінювати від максимуму до нуля (і навпаки) тиск у штоковій порожнині 66 гідроциліндра 63.

При нульовій величині струму тиск у порожнині 66 дорівнює нулю, і поршень 70 (Фіг.3), під впливом тиску мастила в порожнині 64, через шток 62 тисне на золотник 60 через стакан 95 і жорстку пружину 61 з максимально можливим зусиллям, стискаючи пружину 69. Золотник 60 переміщується вниз (з креслення, Фіг.3) і з'єднує розточку 87 і канал 72 з розточкою 86 і каналом 41, при цьому мастило до ЕГР 15... 19 підводиться під максимальним тиском. При подачі до РКП 57 максимального струму, від нього в порожнину 66 надходить мастило під максимальним тиском, що дорівнює тиску в порожнині 64 ( $17 \text{ кгс/см}^2$ ). При цьому пружина

жина 69 переміщує угору (з креслення) золотник 60, чому сприяє тиск мастила, що надходить у порожнину 80 через отвори 90 у золотнику. Разом із золотником переміщується угору поршень 70 під впливом тиску мастила в порожнині 66, зусилля від пружини 69 та тиску мастила в порожнині 89. Золотник 60, при цьому, відсікає канал 72 і розточку 87 від розточки 86 і каналу 41 і з'єднує канал 41 і розточку 86 з розточкою 85 і зливним каналом 96. Тиск у каналі 41, при цьому, падає до нуля. Регулюючи плавну величину струму в РКП57, можна одержати плавну зміну величини тиску в каналі 41 у межах від 0 до  $17 \text{ кгс/см}^2$  і навпаки.

Мастило подається під різним тиском, який залежить від величини струму в РКП і надходить у ЕГР 15...19, а від них до бустерів відповідно до таблиці їхнього включення.

Для здійснення поворотів машини водій повертає кермо від нейтралі праворуч чи ліворуч на необхідний кут у кожному напрямку.

При цьому блок ЕГР відстаючого борта включить у КП знижену на одну ступінь передачу (п-1). Крім того, ПКП по команді від електронного блоку в залежності від кута повороту керма регулює величину тиску в бустерах відстаючого борта.

Регулювання тиску забезпечує плавний переїзд машини від прямолінійного руху до повороту з фіксованим радіусом.

Зазначені вище співвідношення (1) і (2) виводимо таким способом. При рівності тисків у порожнинах 64 і 66 (обидва рівні  $P_H$ ) пружина 69 перемістить золотник угору за умови:

$$R_{\text{пр}} \geq \sum R_{\text{тр}} + P_H \cdot F_{\text{порш}} - (F_{\text{порш}} - F_{\text{шт}}) P_H,$$

Звідси:

$$R_{\text{пр}} \geq \sum R_{\text{тр}} + P_H \cdot F_{\text{шт}}; \quad (1)$$

де

$\sum R_{\text{тр}}$  - сумарна (розрахункова) сила тертя в рухливих парах (золотника, плунжера, поршня, штока);

$F_{\text{порш}} - F_{\text{шт}}$  - площі поперечних перерізів поршня і штока гідроциліндра 63;

$P_H$  - тиск, під яким мастило постійно надходить у порожнину 64 і в порожнину 66 при максимальній величині струму в котушці електромагніту 101 РКП.

При знеструмленні котушки 101 і відповідно нульовому тиску в порожнині 66 поршень 70 перемістить униз золотник 60 за умови:

$$F_{\text{порш}} \cdot P_H \geq F_{\text{плт}} \cdot P_H + R_{\text{пр}} + \sum R_{\text{тр}}; \quad (1a)$$

Підставляючи в (1a) значення  $R_{\text{пр}}$  з (1), одержимо:

$$F_{\text{порш}} \geq F_{\text{пл}} + F_{\text{шт}} + \frac{2 \cdot \sum R_{\text{тр}}}{P_H}; \quad (2)$$

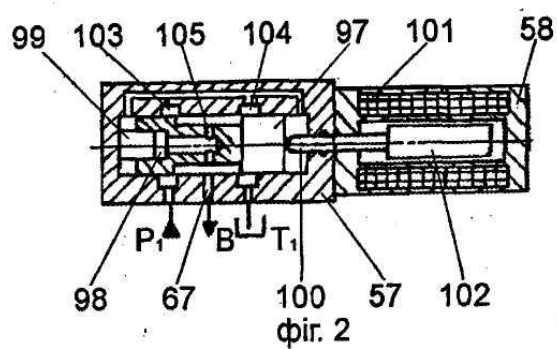
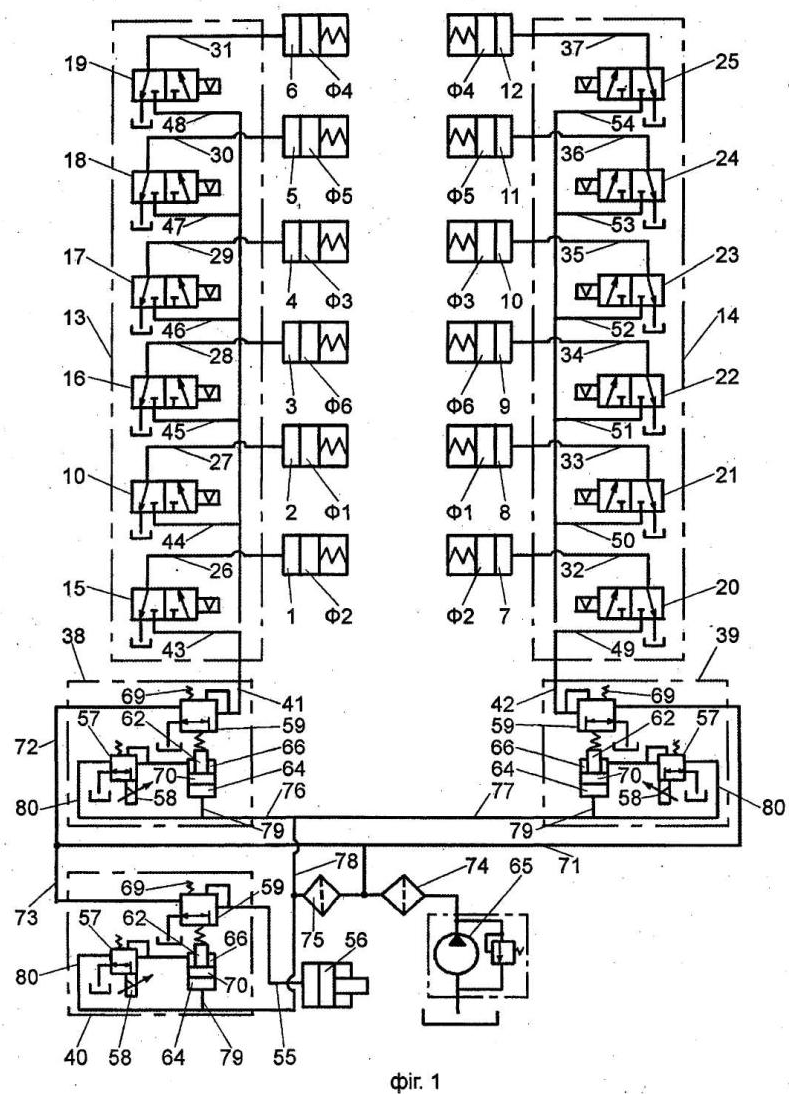
де  $F_{\text{пл}}$  - площа поперечного перерізу плунжера 68.

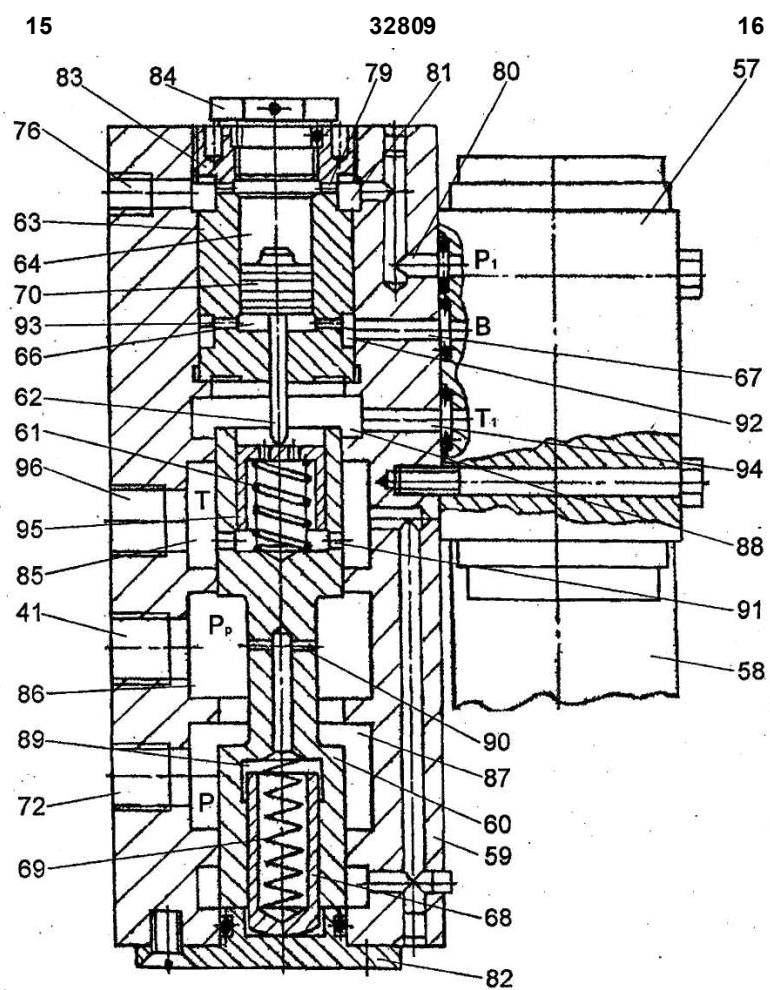
У порожнину 64 постійно подається мастило під тиском з напірної магістралі насоса 65 через фільтри 74,75, по каналах 78,79. Тиск і подача рідини в напірній магістралі застосовуваних у транспортному машинобудуванні насосів - шестеренних, плунжерних, лопатевих - мінливі і носять високочастотний пульсуючий характер [див. Т.М. Башта, «Объемные насосы и гидравли-

ческие двигатели гидросистем», М.Машиностроение, 1974г, стр. 118, рис.34в]. Припустима пульсація тиску складає 15% від номінальної величини [див. там же, стор.122]. Ця пульсація викликає високочастотні осцилюючі рухи поршня 70 із штоком 62, які через жорстку пружину 61 і стакан 95 передаються золотнику 60. Завдяки жорсткій пружині 61 підвищується амплітуда коливань поршня 70. А завдяки згаданій осциляції в десятки разів знижується сила тертя в рухливих парах, усувається облітерація вузьких щілин і «зависання» золотника і поршня. Частота коливань досить велика, а амплітуда досить мала в порівнянні з величиною відкриття робочих вікон золотника - проточок 85 чи 87, тому поршні бустерів не будуть реагувати на частотні імпульси сили тиску рідини [див. Т.М.Башта, «Гидравлические следящие приводы», Машгиз, М., 1960г, стр.171]. Усунення «зависання» золотника і поршня підвищує надійність пристроїв ПКП і ПКЗГ. Правий ПКП і ПКЗГ працюють аналогічно описаному лівому ПКП. Гідроциліндр 56 призначений для керування гальмуванням машини в русі і на стоянці. При працюючому двигуні мастило з гідросистеми через ПКЗГ 40 надходить у гідроциліндр гальма 56. ПКЗГ регулює тиск мастила, яке подається в гідроциліндр, в залежності від величини струму, що подається на електромагніт 58. При регулюванні тиску мастила, що подається в гідроциліндр 56 від 0 до  $17 \text{ кгс/см}^2$  відповідно змінюється гальмова сила трансмісії.

Перевагою описаної системи електрогідравлічного керування трансмісією гусеничної машини в порівнянні з зазначеним вище найближчим аналогом є те, що вона підвищує надійність роботи машини, оскільки досягнуті спрощення конструкції і підвищення надійності пристроїв керування поворотом і гальмуванням. У пристрої керування поворотом замість трьох електрокерованих пристроїв задіяні тільки два електрокерованих пристроїв, що спрощує електросхему керування поворотом. Осциляція золотників ПКП і ПКЗГ усуває можливість їхнього «зависання» і зменшує сили тертя в золотникових парах. Безпека водіння в аварійній ситуації при знеструмленні перших каскадів ПКП і ПКЗГ підвищується за рахунок того, що тиск після других каскадів залишається рівним тиску в напірній магістралі насоса на відміну від найближчого аналога, де тиск падає до нуля при знеструмленні перших каскадів ПКП і ПКЗГ. Отриманий на виході з ПКП і ПКЗГ максимальний тиск забезпечує більше зусилля стискання фрикційних дисків. Робота від єдиного джерела живлення на єдиному мастилi спрощує конструкцію пристрою, зменшує масу, підвищує надійність, а також чутливість ПКП і ПКЗГ до керуючих електричних сигналів.

Пропонована електрогідравлічна система керування трансмісією гусеничної машини була виготовлена і використана на гусеничній машині, яка підтвердила свою працездатність і надійність у роботі в цілому.





фіг. 3