

В. Б. САМОРОДОВ, В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, Г. А. АВРУНІН, І. І. МОРОЗ

РОЗРАХУНОК ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ВЕДУЧОГО МОСТА НАПІВПРИЧЕПНОГО СКРЕПЕРА НА БАЗІ ТРАКТОРА ХТЗ-17221-09

Розглядається об'ємний гідропривод ведучого моста напівприцепного скрепера. Приведений розрахунок об'ємного гідропривода та зроблений вибір аксіальнопоршневих гідромашин з похилим диском для роботи в замкнутому ланцюзі циркуляції робочої рідини – насоса з регульованим робочим об'ємом та гідромотора з постійним робочим об'ємом, а також допоміжного гідрообладнання та робочої рідини. В основі розрахунків лежать закон Паскаля, рівняння нерозривності при течії робочої рідини в трубопроводах та магістралях гідромашин та рівняння крутних моментів гідромотора та зовнішнього навантаження ведучого моста скрепера. Результати роботи можуть бути використані при виконанні робіт, пов'язаних з гідрофікацією приводів мобільних машин та механізмів в різних галузях народного господарства, а також в учбовому процесі.

Ключові слова: напівприцепний скрепер, трактор, модульні двохланкові машини, гідромотор, насос, об'ємний гідропривод.

Рассматривается объемный гидропривод ведущего моста полуприцепного скрепера. Приведен расчет объемного гидропривода и сделан выбор аксиальнопоршневых гидромашин с наклонным диском для работы в замкнутой цепи циркуляции рабочей жидкости – насоса с регулируемым рабочим объемом и гидромотора с постоянным рабочим объемом, а также вспомогательного гидрооборудования и рабочей жидкости. В основе расчетов лежат закон Паскаля, уравнение неразрывности при течении рабочей жидкости в трубопроводах и магистралях гидромашин и уравнения крутящих моментов гидромотора и внешней нагрузки ведущего моста скрепера. Результаты работы могут быть использованы при выполнении работ, связанных с гидрофикацией приводов мобильных машин и механизмов в различных отраслях народного хозяйства, а также в учебном процессе.

Ключевые слова: полуприцепный скрепер, трактор, модульные двухцепные машины, гидромотор, насос, объемный гидропривод.

The volumetric hydraulic drive of the drive axle of the semi-trailer scraper is considered. The calculation of the volumetric hydraulic drive is given and the choice of axial piston hydraulic machines with an inclined disk is made for operation in a closed circuit of circulation of the working fluid – a pump with an adjustable working volume and a hydraulic motor with a constant working volume, as well as auxiliary hydraulic equipment and working fluid. The calculation is based on Pascal's law, the continuity equation during the flow of the working fluid in the pipelines and highways of hydraulic machines and the equation of torque of the hydraulic motor and the external load of the leading bridge scraper. The results of the work can be used in the performance of works related to the hydrofication of drives of mobile machines and mechanisms in various sectors of the national economy, as well as in the educational process.

Keywords: semi-trailer scraper, tractor, modular double-trailer machines, hydraulic motor, pump, volumetric hydraulic drive.

Вступ.

Проведено патентний огляд конструкцій скреперів, з якого виявлено, що найбільш прийнятна конструкція напівприцепного скрепера на базі трактора ХТЗ-150К 09-25. Скрепер агрегується з трактором ХТЗ-17221-09 і складається з тягача, механізму управління передньою стінкою, ковша, задньої стінки, шарової опори, тягової рами, буфера, дишла, заслону, гідроциліндрів, заднього моста, гідромотора, насоса, гідроподжимої муфти і блоку управління. Управління скрепером електрогидравлічне. Основою роботи є наукові дослідження фахівців кафедри автомобіле- та тракторобудування в галузі технологічних приводів та трансмісій колісних тракторів та напівприцепних скреперів [1-5].

Основна частина.

Метою розрахунку є визначення вихідних характеристик, підбір робочих об'ємів гідромашин приводу ведучого моста напівприцепного скрепера і розрахунок коефіцієнту корисної дії (ККД) об'ємного гідропривода (ОГП).

Вихідні дані для розрахунку:

- максимальна потужність гідромотора - 60 кВт;
- частота обертання гідромотора (постійна) - 2500 хв⁻¹;
- номінальна частота обертання вихідного валу КВП (приводу обертання насоса) - 2100 хв⁻¹;
- максимальний робочий тиск в ОГП - 35 МПа;
- схема циркуляції робочої рідини (РР) - з замкненим ланцюгом робочої рідини (РР);

- система регулювання робочого об'єму насоса - електрогидравлічна з пропорційним гідро-розподільвачем і напругою живлення 24 В постійного струму;
- система охолодження гідропривода – повітряне охолодження;
- сорт РР – мастило на мінеральній основі або синтетичне;
- діапазон температур РР при експлуатації - від «мінус» 10 до 80 °С ;
- діапазон температур навколишнього повітря при експлуатації - від «мінус» 40 до 50 °С;

Вихідними даними для виконання тягових розрахунків приймався рух трактора на першій передачі. Буксування ведучих коліс в постійному режимі відповідало величині максимального тягового ККД. Величиною завантаження ковша скрепера визначається тягове зусилля, яке розвивається трактором, та змінювалося по лінійному закону в часі. Гранична величина тягового опору, яке долає скрепер в процесі завантаження, визначалася ваговими характеристиками скрепера, масою ґрунту і величиною опору кочення при русі по горизонтальній ґрунтовій дорозі. Тягове зусилля скрепера збільшилося за рахунок встановлення ОГП на задньому мосту скрепера.

На рис. 1 наведена гідравлічна принципова схема ОГП обертального руху сучасної конструкції, вживаного в мобільних машинах, з керуванням робочим об'ємом насоса за допомогою

двоступеневого електрогідравлічного регулятора стежного принципу дії з механічним зворотним зв'язком [6]. ОГП має насос Н і гідромотор М, сполучені один з одним за допомогою трубопроводів і рукавів високого тиску РВД. На насосі Н змонтовані насос підживлення Нп із переливним клапаном КПП, запобіжні клапани КПП1 і КПП2 основних магістралей А-А і В-В, зворотні клапани системи підживлення КО1 і КО2, регулятор зміни робочого об'єму насоса з гідро-розподільником Р з пропорційним електромагнітним керуванням, гідроциліндр Ц і пристрій механічного («жорсткого») зворотного зв'язку ЗЗ між ними, і клапани для автоматичного спрацювання захисту від перевантажень КДа типу «або» і КПу, що обмежують роботу ОГП на максимальному тиску. Клапан КПу має настройку на тиск дещо менший, ніж основні клапани КПП1 і КПП2. Насос підживлення Нп окрім своєї основної функції здійснює також подачу РР у канал керування регулятора робочого об'єму насоса Н

(тиск p_y). На гідромоторі М встановлені гідророзподільник Рп скидання частини потоку РР з магістралі низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолодження і гідроклапан тиску КД для підтримки тиску в каналі зливу на рівні значення тиску підживлення. Зовнішніми гідропристроями ОГП є всмоктувальний фільтр Ф на вході в насос підживлення Нп і охолоджувач АТ. Контроль забрудненості фільтроелемента здійснюється індикатором забрудненості на фільтрі з електричною сигналізацією або за допомогою візуального моновакуумметра. У зв'язку з високою теплонавантажністю ОГП охолодження вузлів тертя гідромашин забезпечується шляхом направлення РР з гідророзподільника Рп через клапан КД у корпус гідромотора М, з останнього в корпус насоса Н ($Q_{\text{вит}}^M$) і далі ($Q_{\text{вит}}^H$) в охолоджувач АТ.

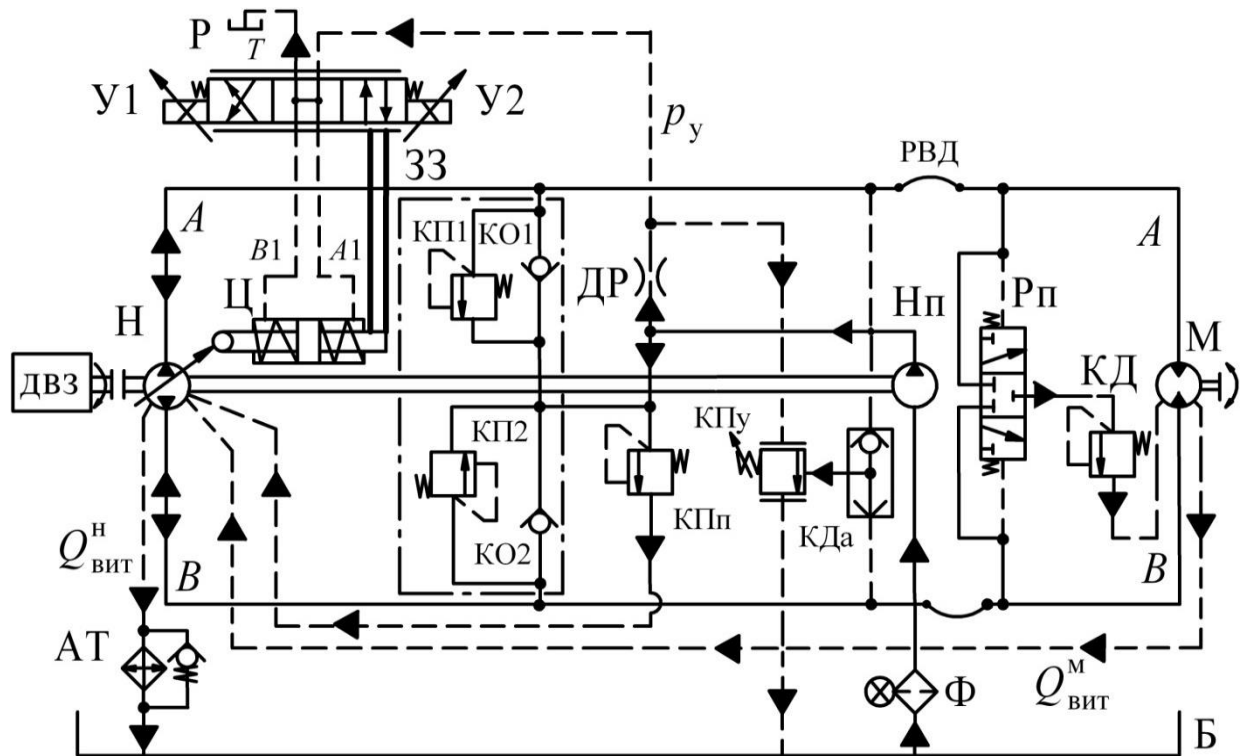


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема ОГП з електрогідравлічним пропорційним регулятором витрати насоса А4VG «Rexroth Bosch Group» [1]

При роботі ОГП обертання насосам Н і Нп передається від приводного двигуна ДВЗ і РР нагнітається до гідромотора в напрямку А-А або В-В залежно від необхідного напрямку обертання робочого органу машини. Безступінчаста зміна робочого об'єму насоса і напрямку подачі РР для реверсування обертання гідромотора здійснюється за допомогою регулятора стежного принципу дії, що має механічний зворотний зв'язок ЗЗ між керівним регулюючим пристроєм (стежним золотником Р) і

гідроциліндром Ц безпосередньої дії на похилий диск насоса.

Привод стежного золотника гідророзподільника Р здійснюється дистанційно електричними пропорційними магнітами У1 і У2, що дозволяє спростити кінематичні зв'язки між насосом і оператором (замінивши механічну тягу на електричні дроти) і автоматизувати роботу ОГП. При подачі електроживлення на магніт У1 золотник гідророзподільника Р зміщується вправо і РР

надходить у ліву порожнину $B1$ гідроциліндра Π , переміщуючи його поршень вправо, впливаючи на похилий диск насоса H . При зсуві золотника гідророзподільника P вліво під дією електроживлення на магніт $Y2$ потік керування PP надходить у праву порожнину $A1$ гідроциліндра Π і переміщує поршень вліво, впливаючи на похилий диск насоса H . Зворотний зв'язок 33 забезпечує фіксацію поршня гідроциліндра Π у заданому гідророзподільником P положенні й однозначний зв'язок між електричним сигналом керування на електромагнітах і значенням робочого об'єму насоса H . Такий тип регулятора називається стежним, оскільки кожному положенню золотника гідророзподільника P відповідає певне положення гідроциліндра Π та значення робочого об'єму насоса H . При досягненні тиску в одній з основних магістралей $A-A$ або $B-B$, рівного налаштуванню тиску клапана $K\Pi y$, останній скидає тиск у каналі живлення гідророзподільника P до мінімального значення ($p_y \approx 0$). За наявності дроселя DP це скидання тиску не робить впливу на значення тиску в контурі підживлення, що дуже важливо, оскільки у цей момент гідромашини працюють на близькому до максимального тиску і споживають практично всю витрату підживлення для компенсації витоків PP . За відсутності тиску керування в порожнинах гідроциліндра Π пружини в останньому встановлюють поршень в нейтральне положення, відповідне нульовому робочому об'єму насоса. Гранична умова роботи ОГП щодо тиску і припинення обертання гідромотора (і сполученого з ним робочого органу) надає оператору сигнал для вживання заходів з усунення перевантаження.

На рис. 2 наведені залежності подачі насоса Q_H від положення регулювального органу X : кута нахилу φ ручки переміщення приводу стежного золотника,

тиску керування редукційним гідроклапаном p_y на вході в гідроциліндр зміни кута похилого диску, або значення струму I на пропорційних електромагнітах. Незалежно від конструктивних відмінностей регуляторів їх характеристики носять лінійний характер

$$Q_{H,i} = 10^{-3} V_{PH,i} \cdot n_H = 10^{-3} V_{PH} \frac{x-a}{b-a} \cdot n_H, \text{ л/хв}, \quad (1)$$

де V_{PH} – максимальне значення робочого об'єму насоса, см^3 ,

$V_{PH,i}$ – поточне значення робочого об'єму насоса, см^3 ,

$a...b$ – зона керуваної мускульної або електричної дії на стежний золотник або тиску на гідроциліндр регулятора насоса,

x – керувальна дія в діапазоні від a до b (діапазон від 0 до $\pm a$ є зоною нечутливості),

n_H – частота обертання насоса, хв^{-1} .

Таким чином, для регулятора з гідравлічним керуванням значеннями $a...b$ є тиск p_y , створюваний у порожнинах силового гідроциліндра, для регулятора з електрогідравлічним керуванням значеннями $a...b$ є електричні сигнали (струму I або напруги U) для дії на пропорційний електромагніт редукційного клапана, для регулятора з мускульним керуванням значеннями $a...b$ є відхилення тяги керування φ . Значення тиску керування, електричного сигналу або кута відхилення тяги наводяться постачальниками гідромашин, дозволяючи споживачу підібрати відповідну за характеристиками апаратуру керування або кінематику механізму мускульного керування.

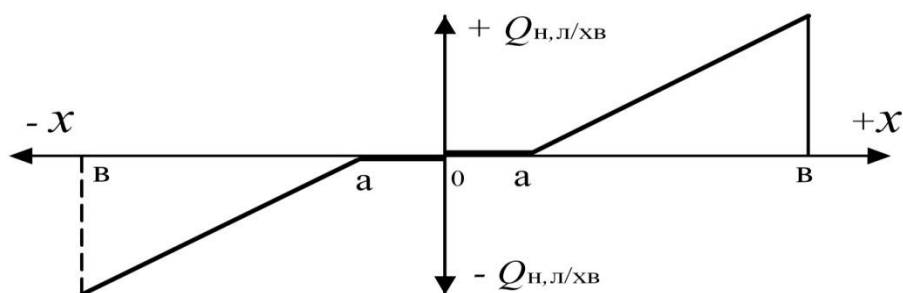


Рис. 2. Характеристика зміни подачі насоса Q_i від керувального сигналу X механізму регулювання робочого об'єму

Частота обертання гідромотора пропорційна подачі PP , підведеної від насоса

$$n_{M,i} = n_H \frac{V_{PH,i}}{V_{PM}} \eta_{OH} \eta_{OM} = n_H \frac{V_{PH}}{V_{PM}} \frac{(x-a)}{(b-a)} \eta_{OH} \eta_{OM}, \text{ хв}^{-1} \quad (2)$$

де V_{PM} – робочий об'єм гідромотора (постійне значення), см^3 ,

η_{OH} і η_{OM} – об'ємний ККД насоса (коефіцієнт подачі) і гідромотора, відповідно.

При екстремальних значеннях $x=a$ і $x=b$ одержуємо нульову і максимальну частоти обертання гідромотора

$n_{m,i} = 0$ при $x = a$ і

$$n_{m, \max} = n_H \cdot \frac{V_{pH}}{V_{pM}} \cdot \eta_{OH} \cdot \eta_{OM} \text{ при } x = b \quad (3)$$

При необхідності визначення значення тиску редукування на вході в силовий гідроциліндр або значення електричного сигналу одержимо таку залежність

$$x = a + \frac{V_{pM} \cdot n_{m,i} \cdot (b - a)}{V_{pH} \cdot n_H \cdot \eta_{OH} \cdot \eta_{OM}} \quad (4)$$

Таким чином, можливе попереднє визначення керуючого сигналу для його подальшого завдання при роботі ОГП (безпосередньо тиску або електричного сигналу, формованого електронним блоком керування пропорційним електромагнітом).

БАТ «Гідросила» (м. Кропивницький) виробляє аксіальнопоршневі ОГП (ГСТ) із замкненим ланцюгом циркуляції РР і різними видами регулювання робочого об'єму насоса, в тому числі: А – без системи сервокерування; МН – з гідромеханічною (мускульною) системою керування (рис. 3), яка була вибрана на першому етапі

випробувань; D – з регулятором граничного тиску; з електрогідравлічним керуванням робочого об'єму – ступінчастим ЕР за допомогою трипозиційного чотирипровідного гідророзподільника з електромагнітами напругою 12 або 24 В і безступінчастим ЕР за допомогою редукційних клапанів.

До складу блоку насоса БН входять вбудовані гідроциліндри Ц1 і Ц2 для переміщення похилого диска насоса Н, насос підживлення та керування Нп, клапан тиску КПп, зворотні (антікавітаційні) клапани КО1 і КО2, і дроселі ДР1...ДР3 системи керування. У блок гідромотора БМ входять гідромотор з постійним робочим об'ємом М, клапани запобіжні КП1 і КП2, «промивний» гідророзподільник Рп і клапан тиску КД. Блоки насоса і гідромотора з'єднані рукавами високого тиску РВД1 і РВД2. На всмоктуванні в насос підживлення Нп встановлено фільтр Ф з моновакууметром МН, в лінії зливу витоків РР з корпусів насоса і гідромотора в гідробак Б встановлений охолоджувач АТ. Стрілками вказано напрямки течії РР в основних, підживлення і дренажних магістралях ОГП. Регулювання робочого об'єму насоса здійснюється шляхом переміщення стежного золотника Р1 на кут $\pm 30^\circ$.

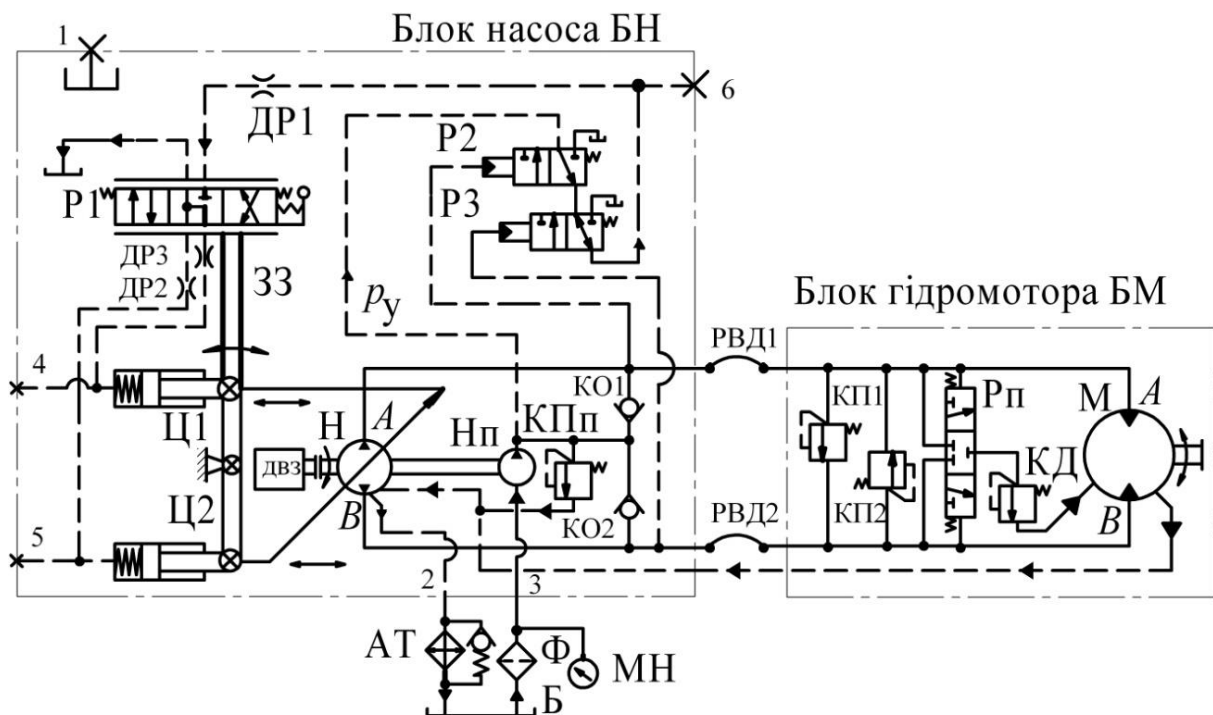


Рис. 3. Гідралічна принципова схема ОГП (ГСТ) «Гідросила» з гідромеханічною системою керування МН і регулятором граничного тиску

Насоси можуть комплектуватися регулятором граничного тиску D для зниження подачі до мінімального значення при досягненні регулятором значення його спрацьовування. Зустрічаються терміни

«регулятор» або «компенсатор тиску» («pressure compensator») або клапан «cut off». При нормальній роботі ОГП, тобто до тих пір, поки тиск у гідросистемі не досяг налаштування пружин

золотників гідророзподільників Р2 і Р3, обидва золотники знаходяться в крайньому лівому положенні, як показано на гідросхемі. При цьому тиск керування від насоса підживлення Нп надходить до гідророзподільників Р2 і Р3, і через дросель ДР1 до Р1. При досягненні тиску більшого значення налаштування пружини гідророзподільника Р2, золотник останнього зміщується вправо і живлення від насоса підживлення до гідророзподільника Р3 і Р1 не надходить. Відсутність тиску керування в гідророзподільнику Р1 призводить до того, що похилий диск насоса прагне зайняти нейтральне положення, знижуючи подачу до нульового значення. При досягненні тиску більшого значення налаштування пружини гідророзподільника Р3, золотник останнього зміщується вправо і сполучає лінію керування гідро- розподільника Р1 з баком Б, що також призводить до зниження подачі насоса Н.

Метою розрахунку ОГП є визначення робочих об'ємів гідромотора і насоса при заданих значеннях вихідної потужності, крутного моменту і частоти обертання робочого органа.

1. Визначення робочого об'єму гідромотора проводять у два етапи. Попередньо робочий об'єм визначають на підставі заданого крутного моменту зовнішнього статичного навантаження і вибраного типу гідромотора (конструкції і його технічних характеристик за номінальним значенням частоти обертання, тиску і гідромеханічного ККД)

$$V_{м,попер} = \frac{M_{м}}{0,159 \cdot \Delta p_{м,попер} \cdot \eta_{мгм,попер}}, \text{ см}^3, \quad (5)$$

де $M_{м}$ – крутний момент зовнішнього статичного навантаження, рівний крутному моменту гідромотора, значення якого задається проектантом машини з ОГП, Н.м,

$\Delta p_{м,попер}$ – перепад тисків, що заздалегідь задається на гідромоторі [МПа], зазвичай задають номінальне значення перепаду тисків згідно з технічною характеристикою гідромотора за каталогом, яке знаходиться в межах

$$\Delta p_{м,попер} = 21 \dots 42 \text{ МПа}, \quad (6)$$

де $\eta_{мгм,попер}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого залежно від конструкції і частоти обертання гідромоторів різних типів знаходиться в діапазоні

$$\eta_{мгм,попер} = 0,85 \dots 0,98. \quad (7)$$

Наприклад, для гідромоторів серії МП виробництва ВАТ «Гідросила» гідромеханічний ККД $\eta_{мгм} = 0,88$.

3. Отримане за формулою (5) значення робочого об'єму округлюють до найближчого більшого значення $V_{м}^*$ з номенклатурного ряду гідромоторів за каталогом.

4. На підставі уточненого значення робочого об'єму і відповідного гідромеханічного ККД визначають фактичний (робочий) перепад тисків на гідромоторі

$$\Delta p_{м} = \frac{M_{м}}{0,159 \cdot V_{м}^* \cdot \eta_{мгм}}, \text{ МПа}, \quad (8)$$

де $\eta_{мгм}^*$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого приймають за каталогом і попередньо для спрощення розрахунків приймають усі значення ККД постійними незалежно від частоти обертання і тиску РР в ОГП.

Якщо отримане значення перепаду нижче номінального значення для обраного гідромотора, то вибір гідромотора за робочим об'ємом проведений коректно. Для забезпечення підвищеної довговічності ОГП і в разі відсутності обмежень за габаритами і масою рекомендується задаватися тиском і частотою обертання не більше 75 % від номінального значення.

5. Визначають перепад тисків, що розвивається насосом для забезпечення функціонування гідромотора із заданим зовнішнім навантаженням і при роботі в замкненому ланцюзі циркуляції РР

$$\Delta p_{н} = \Delta p_{м} + 2\Delta p_{втрат}, \text{ МПа}, \quad (9)$$

де $\Delta p_{втрат}$ – гідравлічні втрати тиску РР в трубопроводах між насосом і гідромотором, значення яких не повинно перевищувати 5% від робочого тиску на виході насоса для забезпечення високого значення загального ККД ОГП, тому попередньо

$$2\Delta p_{втрат} = 0,05 \cdot \Delta p_{м} \text{ або } \Delta p_{втрат} = 0,025 \cdot \Delta p_{м}, \text{ МПа}, \quad (10)$$

де коефіцієнт 2 враховує втрати в трубопроводах від насоса до гідромотора і від гідромотора до насоса.

В основі отримання формули (10) лежать передумови:

1. Перепад тисків на гідромоторі дорівнює різниці тиску на вході $P_{нагн,м}$ (нагнітання) і виході $P_{зл,м}$ (злив)

$$\Delta p_{м} = P_{нагн,м} - P_{зл,м}, \text{ МПа} \quad (11)$$

2. Тиск нагнітання насоса дорівнює сумі тисків нагнітання гідромотора $P_{нагн,м}$ і втрат $\Delta p_{втрат}$ по довжині трубопроводу між насосом і гідромотором

$$P_{нагн,н} = P_{нагн,м} + \Delta p_{втрат}, \text{ МПа} \quad (12)$$

3. Тиск на вході (всмоктуванні) в насос є різницею тисків на виході $P_{зл,м}$ (злив) з гідромотора і втрат $\Delta p_{втрат}$ по довжині трубопроводу між гідромотором і насосом

$$P_{\text{вх,н}} = P_{\text{зл,м}} - \Delta P_{\text{втр,т}}, \text{ МПа}; \quad (13)$$

4. Перепад тисків на насосі дорівнює різниці тисків на виході (нагнітанні) і вході в насос

$$\Delta p_{\text{н}} = p_{\text{нагн,н}} - p_{\text{вх,н}} = p_{\text{нагн,м}} + \Delta p_{\text{втр,т}} - (14)$$

$$- p_{\text{зл,м}} + \Delta p_{\text{втр,т}} = \Delta p_{\text{м}} + 2\Delta p_{\text{втр,т}}, \text{ МПа}.$$

5. Перепад тисків і тиск нагнітання насоса не повинні перевищувати номінальних значень за каталогом

$$\Delta p_{\text{н}} \leq \Delta p_{\text{н,ном}}; \quad p_{\text{нагн,н}} \leq p_{\text{н,ном}}. \quad (15)$$

6. Визначають витрату РР, яку необхідно підвести до гідромотора від насоса при максимальній швидкості робочого органу

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{м}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{м}}^* \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}}, \text{ л/хв}, \quad (16)$$

де $Q_{\text{н}}$ – фактична подача насоса з урахуванням об'ємного ККД (коефіцієнта подачі), л/хв,

$n_{\text{макс}}$ – максимальна частота обертання гідромотора, хв⁻¹,

$\eta_{\text{ом}}$ – об'ємний ККД гідромотора, який визначається як частка від ділення загального ККД на гідромеханічний

$$\eta_{\text{ом}} = \eta_{\text{м}} / \eta_{\text{мгм}}. \quad (17)$$

7. Визначають максимальну теоретичну подачу насоса

$$Q_{\text{нт}} = Q_{\text{н}} / \eta_{\text{он}}, \text{ л/хв}, \quad (18)$$

де $\eta_{\text{он}}$ – коефіцієнт подачі насоса за каталогом.

8. Визначають попередньо робочий об'єм насоса, що забезпечує необхідну подачу РР при заданій номінальній частоті обертання приводного двигуна насоса

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (19)$$

де $n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання приводного двигуна, хв⁻¹,

$k = 1,0 \dots 1,2$ – коефіцієнт, що враховує зношування гідромашин під час експлуатації.

Робочий об'єм насоса округлюють за каталогом до найближчого більшого і позначають $V_{\text{н}}^*$.

9. Визначають максимальну корисну потужність ОГП при заданих значеннях крутного моменту [Н.м] і частоти обертання [хв⁻¹]

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{макс}}}{9550}, \text{ кВт}. \quad (20)$$

10. Визначають максимальну споживану насосом потужність

$$P_{\text{спож.осн}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (21)$$

де $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад тисків на насосі (14), МПа,

$Q_{\text{н}}$ – фактична подача основного насоса (16) л/хв,

$\eta_{\text{н}}$ – ККД основного насоса (загальний або повний),

$\eta_{\text{нгм}}$ – гідромеханічний ККД основного насоса, який визначається як частка від ділення ККД насоса на об'ємний

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{он}}. \quad (22)$$

11. Визначають споживану насосом підживлення потужність

$$P_{\text{нп}} = \frac{10^{-3} \cdot V_{\text{нп}} \cdot n_{\text{дв}} \cdot p_{\text{нп}}}{60 \cdot \eta_{\text{нпгм}}} = \frac{Q_{\text{нп т}} \cdot p_{\text{нп}}}{60 \cdot \eta_{\text{нпгм}}}, \text{ кВт}, \quad (23)$$

де $V_{\text{нп}}$ – робочий об'єм насоса підживлення за каталогом, см³,

$n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання насоса підживлення, яка збігається з частотою обертання приводного двигуна, хв⁻¹,

$p_{\text{нп}} = 1,6 \dots 2,4$ МПа – тиск насоса підживлення (попередньо задаються за каталогом),

$\eta_{\text{нпгм}} = 0,5 \dots 0,8$ – гідромеханічний ККД насоса підживлення,

$Q_{\text{нп т}}$ – теоретична подача насоса підживлення

$$Q_{\text{нп т}} = 10^{-3} V_{\text{нп}} \cdot n_{\text{дв}}, \text{ л/хв}. \quad (24)$$

12. Визначають сумарну споживану потужність насосів

$$P_{\Sigma \text{спож}} = P_{\text{спож.осн}} + P_{\text{нп}}, \text{ кВт}. \quad (25)$$

Споживана насосами фактична потужність не повинна перевищувати споживаної потужності за каталогом

$$P_{\text{спож}} < P_{\text{спож.кат}}. \quad (26)$$

13. Визначають загальний ККД ОГП

$$\eta_{огп} = P_{кор} / P_{\Sigma спож} \quad (27)$$

14. Визначають встановлювану потужність приводного ДВЗ із застосуванням на практиці коефіцієнтом запасу

$$P_{дв} = 1,3 \cdot P_{спож}; \quad P_{дв,др} = 1,3 \cdot P_{спож,др} \quad (28)$$

Споживана насосом потужність не повинна перевищувати потужності приводного ДВЗ, в іншому випадку необхідне коригування завдання на проектування ОГП шляхом зниження максимальної швидкості гідроциліндра (часу його переміщення) або установку приводного двигуна підвищеної потужності.

Розрахунок і вибір допоміжного обладнання, до якого відносять внутрішні діаметри трубопроводів, об'єм гідробака, типорозмір фільтра, потужність оливоохолоджувача та втрати в ньому тиску, а також вибір РР проводять за методикою, наведеною в роботі [7].

Таким чином, наведемо результати розрахунків:

$M_m = 229,2 \text{ Н.м}$; $V_n^* = 71 \text{ см}^3$; $V_m^* = 52 \text{ см}^3$; $\eta_{огп} = 0,78$; діаметри трубопроводів (округлені): основних 25 мм; всмоктуючого 32 мм; зливного 20 мм; для ОГП потрібен оливоохолоджувач, що забезпечує відведення втрат потужності в 19 кВт при прокачуванні робочої рідини в 42 л/хв, об'єм гідробаку не менш ніж 21 дм³

В якості основного сорту робочої рідини для ОГП типу ГСТ для мобільних машин рекомендується масло мінеральне типу МГЕ-46В, ТУ 38.001347-83 або масло для автоматичних коробок передач типу «А», ТУ 38.10111282-89. Сучасною тенденцією є уніфікації РР для трансмісій, двигунів і ОГП тракторів. Наприклад, концерн ADDINOL LUBE OIL GmbH виробляє трансмісійно-гідравлічні мінеральні оливи серії UTTO для тракторів (Universal Tractor Transmission Oil), будучи одночасно продуктом серії TOU (Tractor Oil Universal). Оливи UTTO відповідають по класифікації моторним SAE10w30, 10w40, 15w40 і 20w40 (UTTO Extra 20w-40 з температурою застигання «мінус» 39 °C), трансмісійним GL-4(API) і гідравлічним HLP-D і HVLP (DIN 51524 2/3). Наприклад, олива UTTO 10w30 відповідає гідравлічному класу HVLP46 (H – олива гідравлічна, V – з поліпшеними в'язкісно-температурними властивостями, L – з антиокисною присадкою, P – з протизношувальною присадкою, 46 – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР – 41,4...50,6 сСт при температурі 40 °C).

Висновки

1.В результаті проведених розрахунків об'ємного гідропривода скрепера зроблений вибір

аксіальнопоршневих гідромашин: гідромотора моделі MFH52 і насоса моделі PVS 71 виробництва ВАТ «Гідросила» а ККД ОГП становить 78%.

2.Однак застосування ОГП для ведучого моста скрепера потребує вирішення низки завдань: застосування регульованих гідромашин; розробки системи регулювання для узгодження роботи ОГП з двигуном і механічною трансмісією тягача. Для вирішення цих завдань буде використаний регульований насос замість редуктора приводу ВВП, на вихідний вал роздавальної коробки ставимо датчики частоти обертання валу для визначення фактичної швидкості руху трактора, згідно з отриманою інформацією датчика система управління видає сигнал на блок електропропорційного управління ОГП для забезпечення синхронного обертання коліс скрепера від гідромотора ОГП. На валу гідромотора встановлюємо гідроподжимну муфту, яка відключає привод моста в момент перемикання швидкостей КПП або діапазонів в тягачі.

Список літератури

1. Самородов В.Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів//В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пеліпенко, М.О. Міцель//Вісник НТУ «ХПІ». – Харків НТУ «ХПІ» 2014- №10/1053 с.3-10.
2. Самородов В.Б. Тенденції та перспективи застосування в автомобілі і тракторобудуванні безступінчатих гідрооб'ємно-механічних трансмісій//В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко //Автомобільний транспорт. – 2012 . №30 с.13-22
3. Краснокутський В.Н. Исследование тягово-сцепных свойств макета машины с объемными гидроприводами на ведущие колеса. //В.Р. Мандрыка //11-я научно-техническая конференция ХУПС. 2015 с.46-48
4. Краснокутський В.М. Математична модель напівприцепного скрепера//С.Г. Ковалевський //Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научных трудов – Днепропетровск: ПГАСА 2012. Вып.66–с.51-58
5. Краснокутський В.Н. Интенсификация рабочего процесса скрепера ДЗ-87 путем улучшения тягово-сцепных качеств//А.А. Резников// 3-я научно-техническая конференция БГТУ–2009 с.75-77.
6. Аврун Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврун, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
7. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: (учебное пособие) / Г.А. Аврун, И.В., Грицай, И.Г. Кириченко и др. – Х. : ХНАДУ, 2008. – 412 с.

References (transliterated)

1. Samorodov V.B. Promising transmissions of wheeled tractors // V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko, A.P. Kozhushko, E.S. Pelipenko, M.O. Mitzel // Bulletin of the NTU "KhPI" .- Kharkiv NTU "KhPI" 2014- №10 // 1053 p.3-10.
2. Samorodov V.B. Trends and prospects of application in automobile and tractor construction of stepless hydraulic-mechanical transmissions // V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko // Automobile transport.- 2012. No. 30 p.13-22
3. Krasnokutsky V.N. Investigation of traction-coupling properties of a model of a car with volume hydraulic drives on driving wheels. //B.P. Mandryka // 11th scientific and technical conference HUPPS. 2015 p.46-48
4. Krasnokutsky V.M. Mathematical model of semitrailer scraper // SG. Kovalevsky // Construction, materials science, mechanical engineering: scientific-technical works - Dnepropetrovsk: PGASA 2012. Vyp.66-p.51-58
5. Krasnokutsky V.N. Intensification of working process of scraper DZ-87 by improving traction-coupling qualities // AA. Reznikov // 3rd scientific-technical conference BSTU-2009 p.75-77.

6. Avrunin G.A. Hydraulic equipment for construction and road machines: a textbook / (G. A. Avrunin, I. G. Kirichenko, V. B. Samorodov); under ed. G. A. Avrunin. - Kharkiv: KhNADU, 2016 - 438 pp.

7. Volumetric hydraulic drive and hydropneumatic automation: (manual) / G.A. Avrunin, IV, Grytsay, IG Kirichenko et al. - Kh.: KhNADU, 2008. - 412 p.

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розрахунок об'ємного гідропривода ведучого моста напівприцепного скрепера на базі трактора ХТЗ-17221-09 / В. Б. Самородов, В. М. Краснокутський, Г. А. Аврунін, І. І. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. - Х.: НТУ «ХПІ», 2017. - № 13 (1235). - С. 14-21. - Бібліогр: 7 назв. - ISSN 2079-0066.

Расчет объемного гидропривода ведущего моста полуприцепного скрепера на базе трактора ХТЗ-17221-09 / В.Б. Самородов, В. М. Краснокутский, Г. А. Аврунин, И. И. Мороз // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Автомобиле- та тракторостроение. - Х.: НТУ «ХПИ», 2017. - № 13 (1235). - С. 14-21. - Библиогр: 7 названий - ISSN 2079 0066.

Calculation of the volume hydraulic drive of the drive axle of the semitrailer scraper on the basis of the tractor KhTZ-17221-09 / V.B. Samorodov, V.M. Krasnokutsky, GA Avrunin, I.I. Moroz // Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Automobile and tractor construction. - Kh. NTU "KhPI", 2017. - № 13 (1235). - P. 14-21. - Bibliographer: 7 titles - ISSN 2079 0066.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор, завідувач кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64, 067-5777126; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Самородов Вадим Борисович – доктор технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор, заведующий кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64, 067-5777126; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Samorodov Vadim – Doctor of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor, Head at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64, моб. 067-5777126; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Краснокутський Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, тел.: (057) 707 – 64 – 64, e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com.

Краснокутский Владимир Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автомобиле- и тракторостроения, тел.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com.

Krasnokutskiy Vladimir – candidate of engineering sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associated Professor at the Department of Car and Tractor Industry, tel.: (057) 707 – 64 – 64; e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com.

Аврунін Григорій Аврамович – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри метрології та безпеки життєдіяльності, тел.: 057-7387797; моб. (050) 596-62-53; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Аврунин Григорий Аврамович – кандидат технических наук, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, доцент кафедры метрологии и безопасности жизнедеятельности; тел.: (057)-7387797; моб. (050) 596-62-53; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Avrunin Grigoriy – candidate of engineering sciences, Kharkov national motor-car-travelling university, associate professor Department of metrologii and safety of vital functions; Contact.: (057)-7387797; mob. (050) 596-62-53; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Мороз Ірина Іванівна – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри вищої математики; тел. : 057-7053216.

Мороз Ирина Ивановна – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, старший преподаватель кафедры высшей математики; тел.: 057-7053216.

Moroz Irina – Kharkov national motor-car-travelling university, senior teacher Department of higher mathematics; Contact.: 057-7053216.