

Самородов В.Б.

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний
університет»

E-mail: samorodovvadiamat@gmail.com

Аврунін Г.А.,

Мороз І.І.,

Щербак О.В.

Харківський національний
автомобільно-дорожній університет

E-mail: griavrunun@ukr.net,

irinamoroz1@ukr.net,

olegcherbak@gmail.com

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ БОРТОВОГО ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

УДК 621.22

Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Мороз І.І., Щербак О.В. «Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора»

Мета – науковий пошук зниження динамічних навантажень в об'ємному гідроприводі ходу гусеничного трактора з бортовою системою управління рухом, включаючи зрушування, розгін і гальмування. Особливістю гідропривода є двомашинна схема регулювання швидкості кожного борту трактора шляхом регулювання робочих об'ємів гідромашин в режимі постійної потужності приводного ДВЗ, що включає електронний блок управління стеження за бортовою швидкістю і потужністю ДВЗ.

Аналіз динамічних характеристик об'ємного гідропривода на математичній моделі з використанням блоку «тар» цифрового завдання в пакеті VisSim зміни в часі подачі насоса, зовнішнього навантаження, робочого об'єму гідромотора і його гідромеханічного коефіцієнта корисної дії. Коригування параметрів задаються з метою зниження стрибків тиску, що перевищують допустиме максимальне значення для вживаного гідропривода. Введення режиму фіксації вихідної потужності гідропривода дозволило дати енергетичну оцінку можливості підвищення швидкості за рахунок зниження робочого об'єму гідромотора.

Показана можливість мінімізації стрибків тиску в гідроприводі трактора шляхом оптимізації завдання параметрів в циклограмі руху на етапах зрушування, розгону, досягнення максимальної транспортної швидкості за допомогою регулювання робочого об'єму гідромотора і зупинку трактора при зниженні подачі насоса.

Результати досліджень можуть бути використані при аналізі динамічних характеристик гідрофікованих мобільних машин різного призначення, а також в учбовому процесі з поглибленим вивченням студентами-магістрами об'ємних гідроприводів.

Ключові слова: об'ємний гідропривід бортового ходу трактора, регульовальні насос і гідромотор, математична модель, пакет VisSim, коливання тиску.

Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Мороз І.І., Щербак О.В. «Анализ динамики бортового объёмного гидропривода гусеничного трактора»

Цель – научный поиск снижения динамических характеристик в объёмном гидроприводе хода гусеничного трактора с бортовой системой управления движением, включая страгивание, разгон и торможение. Особенностью гидропривода является двухмашинная схема регулирования скорости каждого борта трактора путем регулирования рабочих объёмов гидромашин в режиме постоянной мощности приводящего ДВС, включающая электронный блок управления слежения за бортовой скоростью и мощностью ДВС.

Анализ динамических характеристик объёмного гидропривода на математической модели с использованием блока тар цифрового задания в пакете VisSim изменения во времени подачи насоса, внешней нагрузки, рабочего объёма гидромотора и его гидромеханического КПД. Корректировка задаваемых параметров с целью снижения скачков давления, превышающих допустимое максимальное значение для применяемого гидропривода. Введение режима фиксации выходной мощности гидропривода позволило дать энергетическую оценку возможности повышения скорости за счет снижения рабочего объёма гидромотора.

Показана возможность минимизации скачков давления в гидроприводе трактора путем оптимизации задания параметров в циклограмме движения на этапах страгивания, разгона, достижения максимальной транспортной скорости с помощью регулирования рабочего объёма гидромотора и останова трактора при снижении подачи насоса. Результаты исследований могут быть использованы при анализе динамических характеристик гидрофицированных мобильных машин различного назначения, а также в учебном процессе с углубленным изучением студентами-магистрами объёмных гидроприводов.

Ключевые слова: объёмный гидропривод бортового хода трактора, регулируемые насос и гидромотор, математическая модель, пакет VisSim, колебания давления.

V.B. Samorodov, G.A. Avrunin, I.I. Moroz, O.V. Shcherbak "Analysis of dynamics of the onboard hydraulic fluid power drive crawler tractor"

The objective is a scientific search for a decrease in dynamic characteristics in the hydraulic fluid power travel of a caterpillar tractor with an onboard motion control system, including starting, acceleration and braking. A special feature of the hydraulic drive is a two-machine scheme for regulating the speed of each side of the tractor by adjusting the working volumes of the hydraulic machines in the mode of constant power of the driving internal combustion engine, which includes an electronic control unit for tracking the side speed and power of the internal combustion engine.

Analysis of the dynamic characteristics of a hydraulic fluid power on a mathematical model using the map block of a digital task in the VisSim package of changes in pump delivery time, external load, working volume of a hydraulic motor and its hydromechanical efficiency. Adjustment of the set parameters in order to reduce pressure surges exceeding the permissible maximum value for the applied hydraulic fluid power. The introduction of the mode of fixing the output power of the hydraulic fluid power made it possible to give an energy assessment of the possibility of increasing the speed by reducing the working volume of the hydraulic motor.

The possibility of minimizing pressure surges in the hydraulic fluid power of the tractor by optimizing the setting of parameters in the cyclogram of movement at the stages of starting, acceleration, reaching the maximum transport speed by adjusting the working volume of the hydraulic motor and stopping the tractor when the pump feed is reduced is shown. The research results can be used in the analysis of the dynamic characteristics of hydraulic mobile machines for various purposes, as well as in the educational process with an in-depth study of hydraulic fluid power by master students.

Keywords: *hydraulic fluid power of the side travel of the tractor, adjustable pump and hydraulic motor, mathematical model, VisSim package, pressure fluctuations*

Вступ

Гусеничний промисловий трактор ХТЗ з бульдозерним і розпушувачним обладнанням ТС-10 [1] забезпечений об'ємними бортовими гідроприводами (ОГП) пересування, до складу яких входять самі сучасні на сьогоднішній день аксіальнопоршневі насоси і гідромотори, які забезпечують в поєднанні з електронною системою керування безступеневе регулювання швидкості трактора з енергозбереженням в ОГП і ДВЗ [2]. Аналогічні системи ОГП [3] застосовуються і в інших тракторах. У зв'язку з цим вивчення зарубіжного досвіду проектування та аналізу навантажень в ОГП мобільних транспортних машин видається важливим завданням підвищення технічного рівня вітчизняних розробок.

Актуальність проблеми

Забезпечення безступінчастого регулювання швидкості трактора при виконанні технологічних і транспортних операцій за допомогою об'ємного гідропривода з машинним регулюванням швидкості є передумовою широкого впровадження таких систем в будівельно-дорожніх машинах. У зв'язку з цим більш поглиблене дослідження роботи гідропривода трактора з урахуванням динамічних навантажень представляється актуальним. Результати досліджень можуть бути використані при розробці автоматизованих програм завдання інтенсивності навантаження гідропривода з урахуванням зниження динамічних навантажень і підвищення енергозбереження.

Аналіз останніх досліджень

Проблемам ОГП з машинним керуванням, під яким розуміється керування параметрами руху вихідної ланки регульованим насосом або регульованими гідромотором або обома гідромашинами [4], приділяється велика увага. Однак відомі дослідження [5–11] в основному стосуються вибору гідравлічних принципів схем машинного регулювання, в тому числі з метою реалізації широкого діапазону безступеневого регулювання швидкості мобільної машини без застосування проміжного редуктора між гідромотором і провідним мостом, а також вивчення зарубіжного досвіду. Методика статичного розрахунку ОГП трактора [12] дозволяє виконати вибір робочих об'ємів гідромашин, засобів кондиціонування робочої рідини (РР), оцінити ККД ОГП і дати висновок про достатність

потужності приводного ДВЗ для реалізації заданих швидкостей руху. Математична модель і динаміка ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР, що включає насос з регульованим робочим об'ємом і гідромотор з постійним робочим об'ємом, досить докладно розглянута стосовно до використання в двохпоточній безступінчастій трансмісії колісного трактора з використанням пакета прикладних програм ViSsim [13], однак була локалізована тільки пусковим режимом та введенням евристичного модуля навантажень.

Установка в ОГП трактора ТС-10 регульованих бортових гідромоторів і досягнення з їх допомогою підвищених транспортних швидкостей без нарощування настановної потужності ДВЗ, що приводить в обертання насоси, вимагає розгляду динаміки в більш широкому аспекті, починаючи з режиму зрушування, при розгоні і гальмуванні.

Формулювання мети дослідження

Таким чином, метою дослідження є зниження динамічних навантажень в ОГП трактора в повному діапазоні функціонування шляхом моделювання режимів роботи ОГП. У зв'язку з симетричністю гідравлічної чотирьохмашинної схеми трактора і розгляду його прямолінійного руху динамічному аналізу підлягає один борт ОГП.

Результати досліджень

Система руху промислового трактора з бульдозерно-розпушувальним обладнанням ТС-10 (рис. 1, а) включає два незалежних ОГП для кожної гусениці за допомогою аксіальнопоршневих насосів серії А4VG і гідромоторів А6VE лівого Мл і правого Мпр бортів, установлених безпосередньо на бортових редукторах БРл і БРпр [1;12]. Насоси Нл і Нпр нагнітають РР до відповідних гідромоторів Мл і Мпр. Подача РР до гідромоторів за допомогою рукавів РВД істотно спрощує кінематичний зв'язок між ДВЗ і бортовими редукторами ведучих коліс. Регулювання робочого об'єму насосів і гідромоторів з метою зміни швидкості руху та забезпечення плавного повороту трактора, пропорційного відхиленню рукоятки керування рухом РУД, здійснюється за допомогою електрогідравлічних гідропрістроїв з пропорційними електромагнітами на кожній з гідромашин (сигнали керування У1...У4 відповідно).

Частота обертання ведучих коліс контролюється датчиками частоти обертання ДЧОл і ДЧОпр, електричні вихідні сигнали яких подаються на електронний блок керування БК (програмований контролер РС6-9) як сигнали зворотного зв'язку ЗЗ. Частота обертання вихідного валу приводного ДВЗ контролюється датчиком частоти ДЧОдвз і також надходить до електронного блока керування БК. Положення тяги керування подачі палива до ДВЗ контролюється датчиком положення ДПП і надходить у вигляді електричного сигналу зворотного зв'язку ЗЗ до блока керування БК. Блок БК знижує потужність насосів шляхом зменшення кута похилого диска і подачі РР, що запобігає зупинці ДВЗ.

Рукоятка керування рухом РУД (джойстик) формує керуючі сигнали У6 електронному блоку БК. Таким чином, в електронний блок БК надходить керуючий сигнал від рукоятки керування РУД і сигнали зворотного зв'язку ЗЗ від датчиків частоти обертання ДЧО і положення тяги керування подачі палива ДПП, а керуючими сигналами, що виходять з електронного блока, є електричні У1...У4 на регулятори зміни робочого об'єму гідромашин і подачі палива У5. Таке виконання разом з необхідними електронними компонентами системи керування рухом ДРСА дозволяє трактористу керувати як напрямком, так і швидкістю руху трактора за допомогою однієї рукоятки керування.

Напруга живлення на контролер подається тільки при вимкненому вимикачі стоянкового гальма, а «маса» вмикається при вимкненому вимикачі автостопа, встановленому в сидіння тракториста.

При налаштуванні систем керування трактором контролер калібрує вихідний сигнал кожної гусениці, дозволяючи виконувати з максимальною точністю розвороти на місці, повороти при обертанні гусениць уперед і в зворотному напрямку. Наявність функції

регулювання потужності має велике значення для стабілізації робочого процесу, підвищення продуктивності, а також запобігання зупинки ДВЗ.

На рис. 1, б наведено гідравлічну принципову схему аксіальнопоршневого гідромотора М з похилим блоком А6VE160 з планетарним редуктором БР моделі GFT65T2 виробництва концерну Rexroth Bosch Group, що включає:

– регулятор зміни робочого об'єму електрогідравлічного типу з пропорційним електромагнітом на гідророзподільнику Р (типу EP2 з напругою 24 В постійного струму), гідроциліндром Ц зміни кута нахилу блока циліндрів гідромотора і зворотним зв'язком ЗЗ;

– зворотні клапани КО1 і КО2 для підведення тиску керування p_y до гідророзподільника Р і гідроциліндра Ц, які сполучені з магістралями гідросистеми А і В відповідно;

– гідропристрої системи охолодження вузлів тертя гідромотора, включаючи гідророзподільник Рп скидання частини потоку РР з лінії низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолодження, дросель ДР для обмеження витрати і гідроклапан тиску КД для підтримки тиску в лінії зливу на рівні тиску підживлення. Гідророзподільник Рп трипозиційного, трипроводного типу з пружинним поверненням в нейтральне положення, має автоматичне гідравлічне керування шляхом підведення РР під торці золотника;

– датчик частоти обертання ДЧО вала гідромотора.

Бортовий редуктор БР планетарного типу, двохступінчастий, з вбудованим гідравлічно-керуваним ($p_{y,m}$) багатодисковим стоянковим гальмом нормально-замкненого типу, з обертовим корпусом, на фланці якого кріпиться ведуче колесо. Робота регулятора робочого об'єму здійснюється таким чином, що РР з магістралей А або В постійно підводиться до штокової порожнини гідроциліндра Ц і за відсутності тиску керування p_y шток гідроциліндра встановлює блок циліндрів гідромотора на максимальний кут, відповідний максимальному робочому об'єму. При підведенні електроживлення до пропорційного магніту У гідророзподільника Р золотник останнього зміщується вниз і РР направляється в безштокову (поршневу) порожнину гідроциліндра Ц. Завдяки диференціальній конструкції гідроциліндра поршень останнього зміщується вверх, що призводить до зменшення кута нахилу блока циліндрів гідромотора і його робочого об'єму. З'єднання штока гідроциліндра Ц з торцем золотника гідророзподільника Р за допомогою пружини виконує функцію механічного зворотного зв'язку ЗЗ – забезпечення однозначної відповідності між положенням золотника і штоком гідроциліндра Ц. Електрогідравлічний пропорційний регулятор стежного типу забезпечує лінійну характеристику зміни робочого об'єму гідромотора від значення струму керування на магніті гідророзподільника Р. Літерами А, В, G, M1, T1, T2 і U позначені отвори, виконані в корпусі гідромотора (для сполучення з насосом, дренажу та ін.).

Аналогічний ОГП гусеничної машини з двома незалежними бортами Dual Path і контролером PLUS+1™ є в номенклатурі фірми SAUER-DANFOSS [3].

На рис. 2 приведена розрахункова схема ОГП, яка використовується для аналізу його динаміки в складі гусеничного трактора. Так як схема є бортовою, тобто кожний борт має свій ОГП з насосом та гідромотором, то розглядаємо тільки насос Н і гідромотор М, кожен з котрих має регульований робочий об'єм.

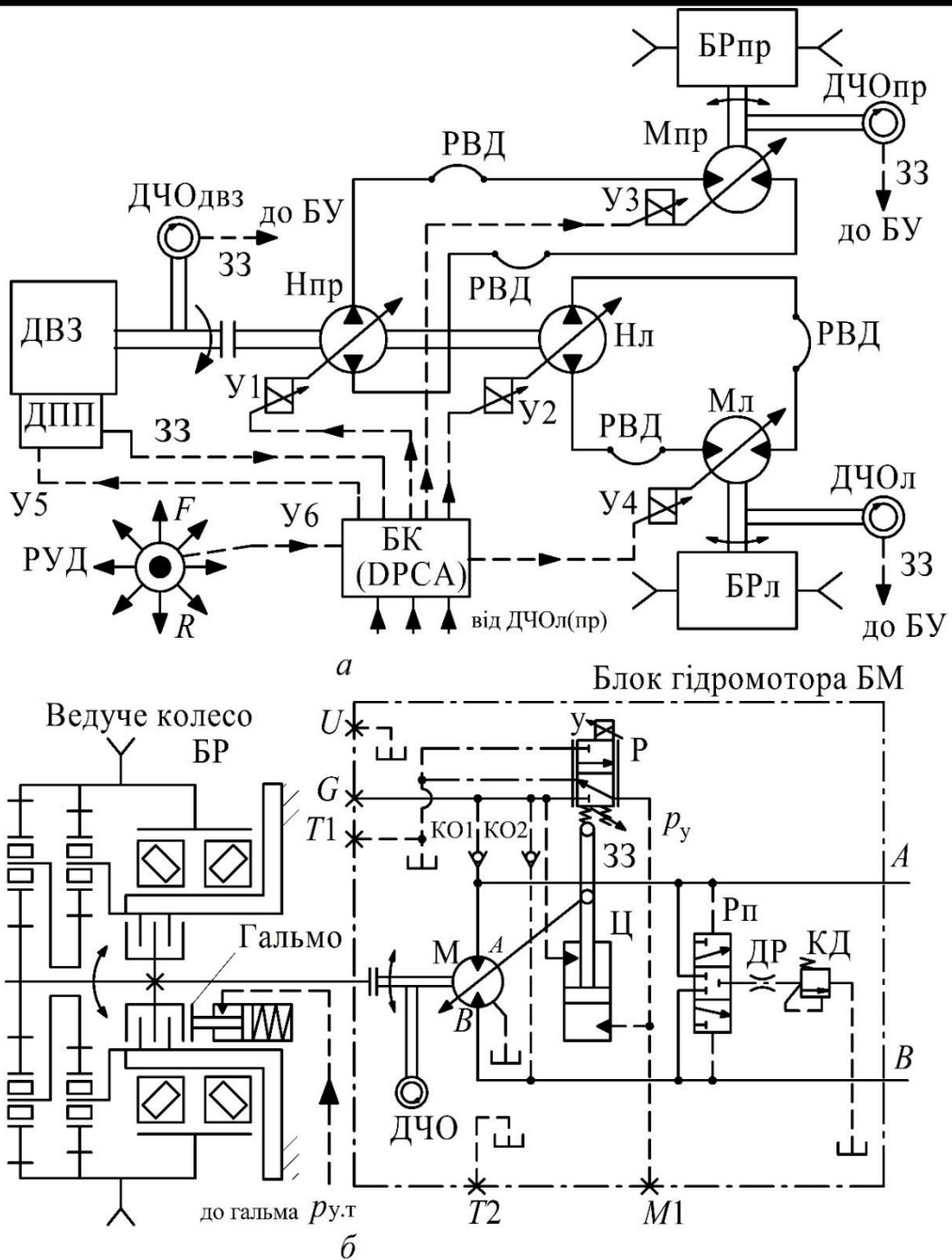


Рис. 1 Функціональна схема ОГП гусеничного ходу фірми Rexroth Bosch Group на тракторі ТС-10 (а) і гідравлічна принципова схема бортового гідромотор-редуктора (б) [1;12]

Насос Н приводить в обертання гідромотор М, а останній бортовий редуктор БР гусениці. Насос та гідромотор мають втрати потужності, зокрема зовнішні та внутрішні витоки РР, які відносяться до коефіцієнту подачі для насоса і об'ємного ККД для гідромотора, а також гідродинамічні та механічні втрати, які відносяться до гідромеханічного ККД гідромашин. Позначки на схемі пояснимо при складанні рівнянь математичної моделі ОГП.

Скористаємося математичною моделлю ОГП [13], доповнив її введенням регульованого гідромотора. Формально ця модель також може використовувати евристичний модуль стадійного навантаження, коли робочий орган – бульдозерний відвал або розпушувач впроваджується в землю вже після початку руху трактора.

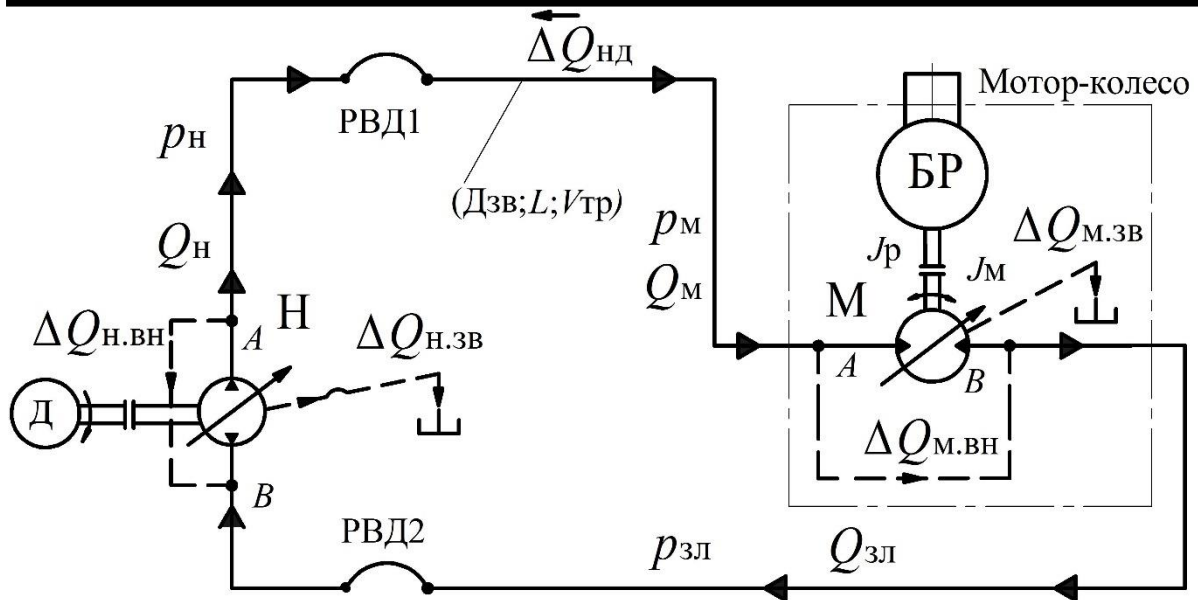


Рис. 2. Розрахункова схема ОГП одного борту трактора ТС-10

У математичній моделі робляться наступні допущення: модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість РР є постійними значеннями; момент інерції трактора приймається постійним; хвилеві процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку з їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані короткими рукавами високого тиску).

Таким чином вирази для тиску p_M [МПа] і частоти обертання гідромотора n_M [хв⁻¹] мають вигляд

$$p_M = \int_0^t \left[Q_{HT,e}(t) - 10^{-3} V_{M,i}(t) \cdot n_M(t) - C_{ПВ} \cdot p_M(t) \right] \frac{E}{V_{ТР}} dt, \quad (1)$$

$$n_M = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_{П}} \left[\frac{1}{2\pi} V_{M,i}(t) \cdot (p_H - p_{ЗЛ}) \cdot \eta_{M,ГМ} - M_c \right] dt, \quad (2)$$

де $Q_{HT,e} = Q_{HT} \cdot e$ – подача насоса при заданному відносному куту повороту похилого диска e , який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах $e = 0 \dots \pm 1$, л/хв,

$Q_{HT} = 10^{-3} V_H n_H$ – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом V_H [см³] і

частотою обертання приводного двигуна ДВЗ n_H [хв⁻¹] без урахування витоків РР, л/хв,

$V_{M,i} = V_M \cdot i$ – поточне встановлене значення робочого об'єму гідромотора [см³],

пропорційне максимальному V_M і залежної від параметра регулювання $i = 0,38 \dots 1$ [14],

$C_{ПВ}$ – коефіцієнт підсумкових зовнішніх ($C_{Н.ЗН}$ і $C_{М.ЗН}$) та внутрішніх ($C_{Н.ВН}$ і $C_{М.ЗН}$) витоків РР насоса ($\Delta Q_{Н.ЗВ}$ та $\Delta Q_{Н.ВН}$) і гідромотора ($\Delta Q_{М.ЗВ}$ та $\Delta Q_{М.ВН}$), л/(хв.МПа),

$V_{ТР}$ – об'єм РР во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром $D_{ЗВ}$ [мм] та довжиною L [м], дм³,

E – модуль пружності РР, який викликає деформаційну витрату РР $\Delta Q_{нд}$, що викликана її стисливістю та об'ємом трубопроводу $V_{тр}$, МПа,

$J_{\Pi} = J_M + J_p + J_{p0}$ – підсумковий момент інерції, приведений до валу гідромотора, в який входять,

J_M – момент інерції частин гідромотора, що обертаються,

J_p – момент інерції приводної частини (редуктора) та J_{p0} – момент інерції робочого органу (трактора), кг.м²,

$P_H \approx P_M$ і $P_{зл}$ – тиск в лініях нагнітання насоса (гідромотора) і зливу РР до насоса, відповідно (тиск $P_{зл}$ приймається постійним), МПа,

$\eta_{м.гм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора,

M_c – момент опору (зовнішнього навантаження), Н.м.

Приведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП, змінними в часі і що задаються заздалегідь параметрами являються: момент опору зовнішнього навантаження M_c ; подача насоса $Q_{нт,e}$; робочий об'єм гідромотора $V_{м,i}$ і його гідромеханічний ККД ($\eta_{м.гм}$). Необхідність введення змінного значення гідромеханічного ККД обумовлена його істотним зниженням на режимах регулювання робочого об'єму гідромотора. Таке явище обумовлено двома факторами. Перш за все зазначимо, що при сталості моменту опору зниження робочого об'єму гідромотора призводить до зростання теоретичних значень перепаду тисків і частоти обертання:

$$\Delta p_T = \frac{2\pi \cdot M_c}{V_{м,i}}, \text{ МПа}; \quad n_M = 10^3 \frac{Q_{нт,e}}{V_{м,i}}, \text{ хв}^{-1}. \quad (3)$$

Зростання частоти обертання гідромотора призводить до підвищення гідродинамічних втрат і на перемішування РР в його корпусі. На зниження гідромеханічного ККД гідромотора на режимі регулювання робочого об'єму істотний вплив мають втрати потужності, пропорційні частоті обертання, до яких відносять гідродинамічні втрати [4], пропорційні швидкості РР по довжині і місцевих опорах і та частина механічних втрат, яка залежить від швидкості обертання – в основному це втрати на перемішування РР в корпусі. Ці втрати часто класифікують як втрати холостого ходу.

Для радіальнопоршневих і героторних гідромоторів в каталогах наводяться функціональні залежності перепаду тиску холостого ходу від частоти обертання при постійній в'язкості РР [15 – 17]. Для аксіальнопоршневих гідромоторів такі дані, як правило, не приводять, тому важливого значення набуває інформація, отримана при стендових випробуваннях [18]. Наприклад, втрати холостого ходу виявляються досить істотними, досягаючи 1,5...3,5 МПа при номінальній частоті обертання гідромоторів постійного робочого об'єму. Відповідно, при зменшенні робочого об'єму гідромотора варто очікувати підвищення перепаду тисків холостого ходу. Для насосів, які використовуються в замкненому ланцюзі циркуляції РР, істотними виявляються втрати в режимі нульового значення похилого диску, що досягають 12...20 кВт. Тому в першому наближенні без особливої втрати точності значення ККД і коефіцієнтів об'ємних і гідромеханічних втрат задаємо на підставі досвідчених даних для гідромашин аксіальнопоршневого типу. Безумовно, експериментальні дані по конкретних гідромашинах дозволять уточнити результати справжніх досліджень, не впливаючи на загальний характер процесів.

З метою охоплення всіх режимів роботи ОГП, включаючи пусковий, технологічний, прискореного транспортного руху і зупинки, і врахування низки вищенаведених параметрів, що задаються, скористаємося блоками «VisSim-map» [19 – 20], які дозволяють за попередньо складеною циклограмою введення в модель адекватних за часом впливу режимів. З іншого боку, при відпрацюванні оптимальних режимів роботи ОГП блоки «map» дозволяють вносити необхідні корективи в інтерактивному режимі.

Для оцінки динамічних навантажень важливу роль має коректне завдання моменту інерції. Так як визначення моменту інерції трактора є самостійною задачею, то в першому наближенні задаємося моментом інерції, виходячи з відомих значення моменту інерції багатоголового гідромотора CBm6000 [15], який має масу 7500 кг і момент інерції обертових частин 593 кг.м². Так як маса трактора ТС-10 з обладнанням становить близько 17 т, а дослідженню підлягає ОГП одного борту, то приймаємо момент інерції ОГП в 600 кг.м². У міру отримання фактичних значень математична модель може бути уточнена.

Для гідромоторів ОГП трактора виробником встановлені максимальна частота обертання 3100 хв⁻¹ при робочому об'ємі 160 см³ ($V_{g \text{ max}}$) і до 4900 хв⁻¹ при робочому об'ємі 61 см³ ($V_{g \text{ x}}$), а при нульовому значенні робочого об'єму до 5500 хв⁻¹ [14].

Гідромотори призначені для роботи на номінальному тиску до 40 МПа і максимальному до 45 МПа. При цьому максимальний тиск обмежений в часі 10 секундами при одноразовому впливі і не більше 300 годин загального напрацювання.

При використанні пакету VisSim приймався метод інтеграції Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0,001 \text{ c}$.

На рис. 3 наведені режими роботи ОГП, що задаються за допомогою блоків VisSim-map, включаючи момент опору M_c , подачу (витрату) насоса $Q_{\text{HT},e}$, робочий об'єм гідромотора $V_{\text{M},i}$ і гідромеханічний ККД гідромотора КПДм.гм ($\eta_{\text{M,гм}}$). Момент опору носить скачковий характер, що зумовлено режимом зрушування трактора з місця. На ділянці протяжністю в 10 с момент опору відповідає технологічному режиму роботи трактора з бульдозером або розпушувачем. На ділянці 10...13 с момент опору знижується відповідно до дорожніх умов при транспортному режимі руху трактора. Залежність M_c є постійною для всіх інших змінних параметрів. Подача насоса $Q_{\text{HT},e}$ показана суцільною лінією, яка близька до оптимальної, так як мінімізує скачки тиску при зрушуванні трактора з місця і зупинці. Відхилення подачі на цих режимах від оптимальної показано пунктирними лініями. Також пунктиром показано відхилення робочого об'єму гідромотора $V_{\text{M},i}$ від оптимального при його зміні.

Гідромеханічний ККД гідромотора КПД м.гм носить змінний характер, що обумовлено підвищеними втратами на механічне тертя при зрушуванні і барботажними на перемішування РР на високих частотах обертання за рахунок зменшення робочого об'єму гідромотора.

На рис. 4 і 5 наведені осцилограми динамічних процесів ОГП одного борту трактора ТС-10 (зліва направо і зверху вниз): частоти обертання гідромотора «пм»; швидкості трактора «Vтракт»; перепаду тисків «дельта рм»; подачі насоса «Qн», моменту опору «Mc» і вихідної потужності гідромотора «Рм».

Трактор при максимальному моменті опору за період 8 с має дві ступені швидкості в 2 км/год і 3,2 км/год за рахунок збільшення подачі насоса до 116 л/хв і 192 л/хв, відповідно. Подальше зростання швидкості до 9,7 км/год забезпечується шляхом зменшення робочого об'єму гідромотора зі 160 см³ до 53 см³.

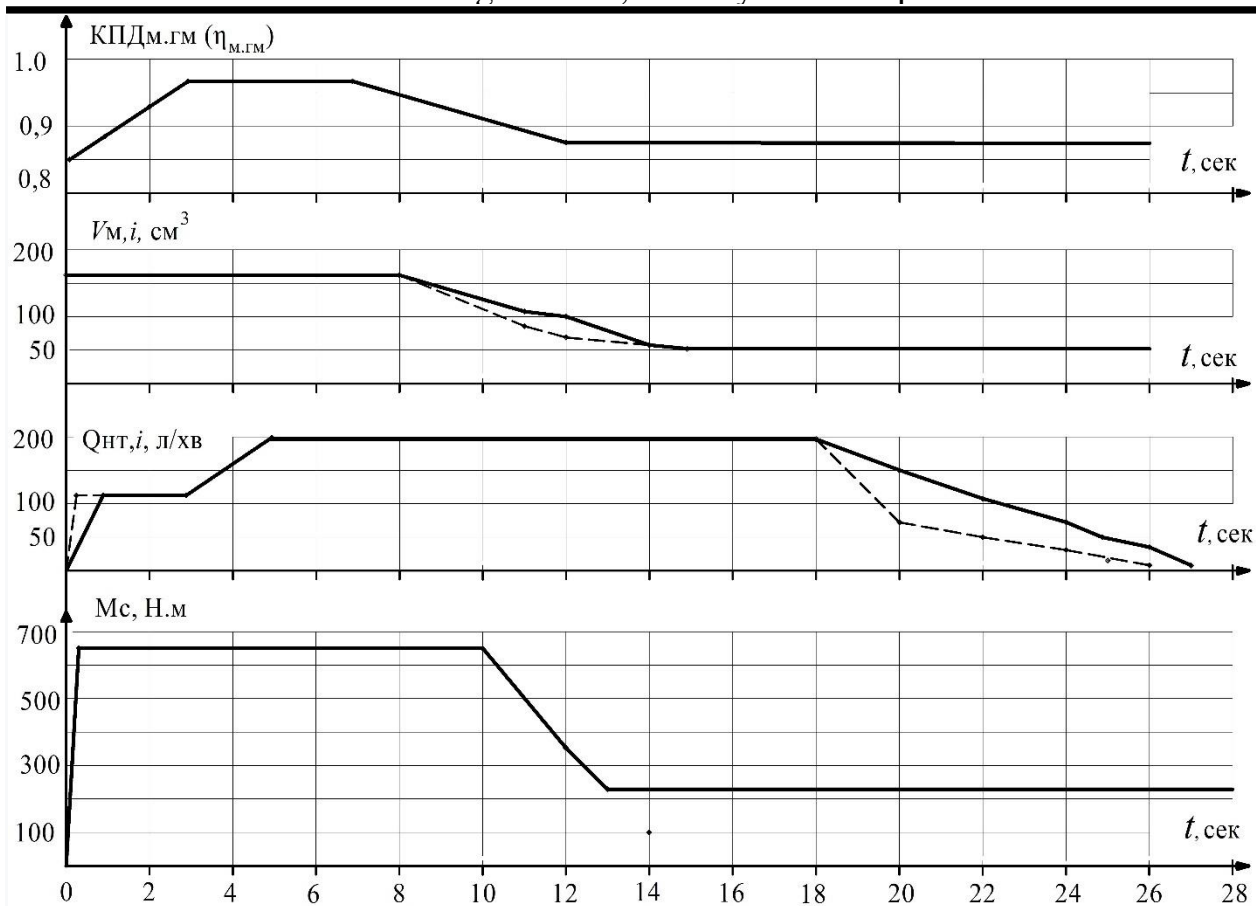


Рис. 3. Режими роботи ОГП, які задані за допомогою блоку VisSim-map

Рух з максимальною швидкістю завершується до 18 секунди. Далі шляхом зменшення подачі насоса швидкість трактора знижується аж до його зупинки. Відзначимо, що режим максимальної швидкості трактора досягається не шляхом нарощування потужності приводного ДВЗ насоса, а за рахунок зменшення робочого об'єму гідромотора. Такий режим характеризується високою паливною економічністю трактора і його називають режимом з постійною потужністю.

Розглянемо два можливих експлуатаційних режимів трактора, умовно віднісши їх до не оптимального, при якому мають місце підвищені скачки тиску, і оптимального, при якому забезпечуються мінімальні скачки тиску і не виникає кавітація РР.

1. Не оптимальні режими роботи ОГП трактора (рис. 4):

1.1. При інтенсивному зростанні подачі насоса при зрушуванні трактора з місця (подача зростає до 116 л/хв за 0,3 с) тиск зростає до 43 МПа при сталому (робочому) 26 МПа;

1.2. При інтенсивному зниженні робочого об'єму гідромотора в інтервалі 8...12 с має місце стрибок тиску до 47 МПа;

1.3. При інтенсивному зниженні подачі насоса на режимі зупинки трактора (в інтервалі 18... 20 с) тиск падає нижче атмосферного, що призводить до кавітації в ОГП;

1.4. Максимальна вихідна потужність ОГП досягає 115 кВт.

2. Оптимальні режими роботи ОГП (рис. 5) забезпечують:

2.1. При зрушуванні з місця тиск в ОГП не перевищує 31 МПа при сталому значенні 26 МПа;

2.2. На режимі регулювання робочого об'єму насоса тиск підвищився до 29 МПа, що суттєво нижче, ніж на режимі 1.2 (47 МПа);

2.3. При гальмуванні трактора, тобто при зменшенні подачі насоса, тиск в ОГП знижується не менше чим до значення 2,9 МПа, що навіть вище нормального значення тиску підживлення в замкненому ланцюзі циркуляції РР;

2.4. Максимальна потужність ОГП не перевищує 89 кВт.

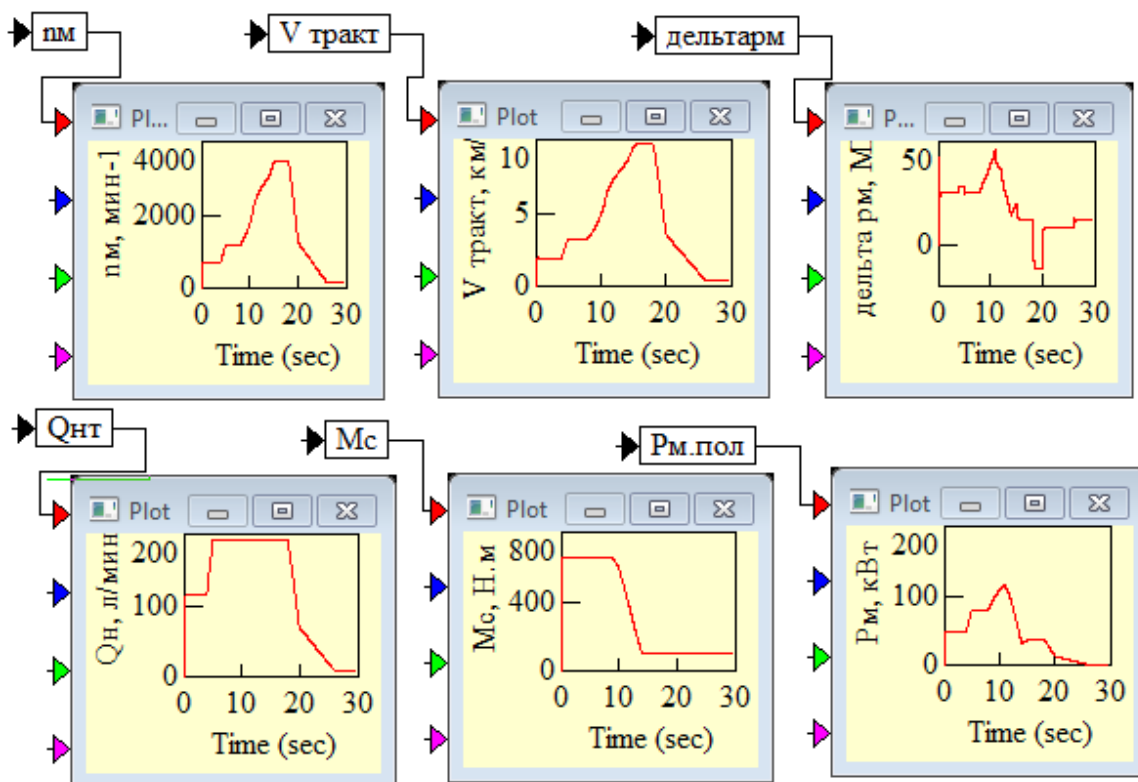


Рис. 4. Робота ОГП трактора ТС-10 на режимах регулювання подачі насоса і робочого об'єму гідромотора, що призводить до стрибків тиску і кавітації

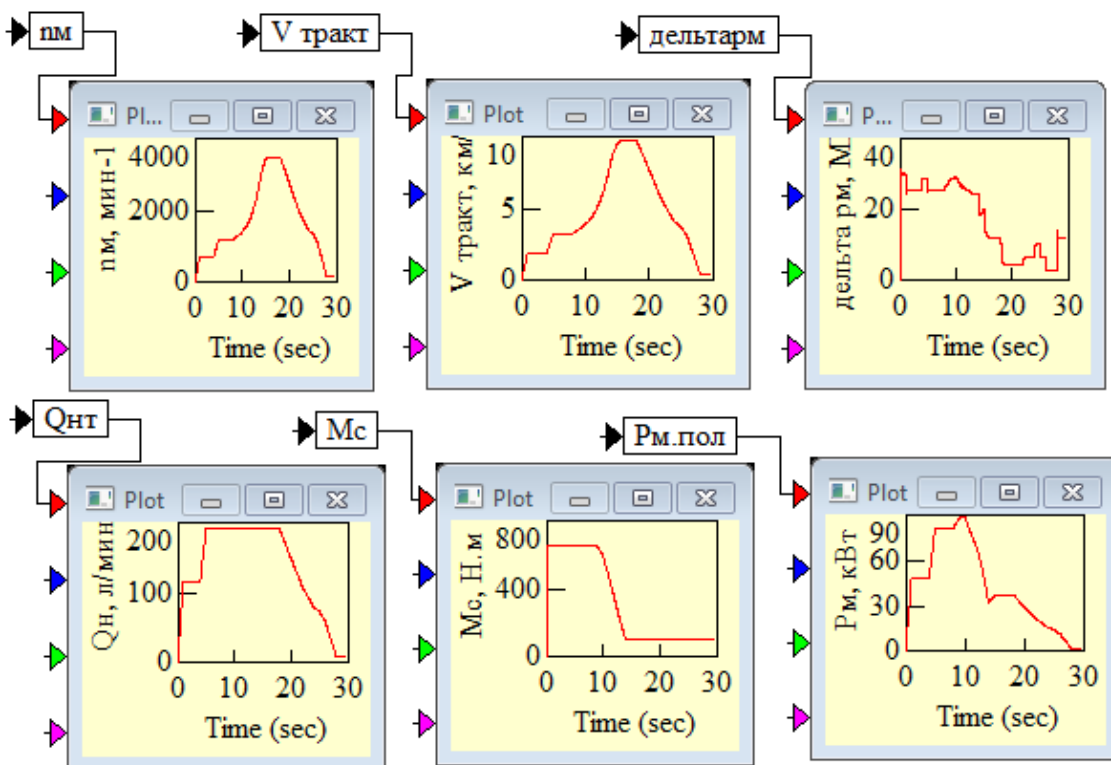


Рис. 5. Робота ОГП трактора ТС-10 на режимах регулювання подачі насоса і робочого об'єму гідромотора, що забезпечують мінімальні скачки тиску і відсутність кавітації

Таким чином, призначення оптимальних режимів зміни подачі насоса і регулювання робочого об'єму гідромотора дозволяє знизити тиск при зрушуванні з місця трактора з 43 МПа до 31 МПа, на режимі збільшення швидкості з 47 МПа до 29 МПа, максимальну потужність з 115 кВт до 89 кВт і повністю виключити кавітаційні явища в ОГП при його зупинці.

Висновки

1. Завдання циклів навантаження об'ємного гідропривода гусеничного трактора на режимах зрушування, розгону, транспортної швидкості і зупинки при багатофакторному обліку змінних параметрів є зручною основою для моделювання динаміки з використанням блоку map пакета VisSim.

2. Основними факторами, що впливають на динаміку гідропривода трактора і виявляються стрибками тиску істотно вище номінального значення, є інтенсивність зміни подачі насоса і регулювання робочого об'єму гідромотора.

3. Призначення оптимальних режимів роботи гідропривода дозволяє знизити тиск при зрушуванні з місця трактора з 43 МПа до 31 МПа, на режимі збільшення швидкості з 47 МПа до 29 МПа, максимальну потужність з 115 кВт до 89 кВт і повністю виключити кавітаційні явища при зупинці трактора.

Список використаних джерел

1. Трактор ТС-10. Руководство по эксплуатации ТС10.00.00.000 РЭ. – ОАО «Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе». – Харьков : – 2008. – 114 с.

2. Мобильная гидравлика, мобильная электроника, приводы. Обзор программы. (на русском языке). Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. – 88 с.

3. SAUER DANFOSS. PIUS+1TM Generic Dual Path Subsystem Application Software. 11058300. Rev AC.May 2010. – 2 p.

4. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).

5. Иванов М.И. Сучасні тенденції застосування гідротрансмій в приводах самохідних сільськогосподарських машин / М. І. Иванов Ю. О. Мороз // Збірник наукових праць Вінницького національного університету. – Серія: Технічні науки – 2011, № 9. – С. 46-52.

6. Митрофанов А.П. Ходовые системы смеходных сельхозмашин. Сравнительный анализ гидротехнических приводов с регулируемыми гидромоторами // А. П. Митрофанов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 4 (18). – С. 109-118.

7. Прогрессивные схемы гидрообъемных передач на основе современной элементной базы и бортовых электронных средств / М. И. Жилевич, А. В. Королькевич, В. А. Королькевич, В. С. Шевченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – № 2 (32). – С. 83-86.

8. Фрумкин А. А. Объемные гидropередачи с тремя гидромашинами / Л. А. Фрумкин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998. – № 8. – С. 30-34.

9. Городецкий К.И. Гидротрансмиссия тракторов 21 века / К. И. Городецкий // Тракторы и сельхозмашины. – 1996. – № 4. – С. 12-13.

10. Щельцын Н.А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов. – Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – № 11. – С. 18-26.

11. Гідропривод ходовой части зерноуборочного комбайна / Б. В. Дмитриев, И. И. Лютый, В. П. Олейник, Г. И. Шейнин // Техніка АПК. – 2001 – № 5-6 (545-546). – С. 24-26.

12. Аврунін Г. А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
13. Лур'є З.Я. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини / З. Я. Лур'є, В. Б. Самородов, Г.А. Аврунін, Є.Н. Цента // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: – НТУ «ХПІ». – 2019. – № 2 (2019). – С. 68-76.
14. The Drive & Control Company. Регулируемый аксиально-поршневой гидромотор А6VM Серия 65 / Rexroth Bosch Group // R-RS 91607. – Редакция: 06.2016. Заменяет 06.2014 – 76 p.
15. The Drive & Control Company. Radial piston hydraulic motor Hagglunds CBm / Rexroth Bosch Group // RE 15300. – Edition: 08.2016. Replace: 09.2012. – 72 p.
16. Radial Piston Motor. Type MR, MRE. DENISON CALZONI. RCOa 1806/03.03. Bologna, Italy. – 36 p.
17. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC. – Helicon92. – 2007. – 59 p.
18. Аврунин Г.А. Исследование потерь мощности в аксиальнопоршневых гидромашинах / Г. А. Аврунин, В. Б. Самородов, И. И. Мороз. – Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 42 (1264). – с. 56-59.
19. Клиначёв Н. В. Моделирование систем в программе VisSim: Справочная система. – Online версия 1.0. – Челябинск, 2001. – файлов 214, ил. (архив Offline версии – vsmlpru.chm).
20. Сизый Ю. А. Динамика и компьютерное моделирование металлорежущих станков: Лабораторно-компьютерный практикум / Ю. А. Сизый, Д. В. Сталинский, Ю. Н. Любимый. – Х.: Изд-во «ИНДУСТРИЯ», 2013. – 104 с.

References

1. Traktor TS-10. Rukovodstvo po ekspluatatsii TS10.00.00.000 RE. – ОАО «Kharkovskiy traktorny zavod im. S. Orzhonikidze». – Kharkov: – 2008. – 114 s.
2. Mobilnaya gidravlika. mobilnaya elektronika. privody. Obzor pro-grammy. (na russkom yazyke). Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. – 88 s.
3. SAUER DANFOSS. PIUS+ITM Generic Dual Path Subsystem Application Software. 11058300. Rev AC.Mar 2010. – 2 p.
4. Hidroprivody obiemni ta pnevmoprivody. Chastyna 1. Zahalni po-niattia. Terminy ta vyznachennia (DSTU 3455.1-96). – [Chynnyi vid 1998-01-01]. – 48 s. – (Derzhspozhyvstandart Ukrainy).
5. Ivanov M.I. Suchasni tendentsii zastosuvannya hidrotransmisii v privodakh samokhidnykh silskohospodarskykh mashyn / M. I. Ivanov Yu. O. Moroz // Zbirnyk naukovykh prats Vynnytskoho natsionalnoho universytetu. – Serii: Tekhnichni nauky – 2011, № 9. – S. 46-52.
6. Mitrofanov A.P. Khodovyye sistemy smokhodnykh selkhoz mashin. Sravnitelnyy analiz gidrotekhnicheskikh privodov s reguliruyemyimi gidromotorami // A. P. Mitrofanov // Promislova gidravlika i pnevmatika. – 2007. – № 4 (18). – S. 109-118.
7. Progressivnyye skhemy gidroob'yemnykh peredach na osnove sovremennoy elementnoy bazy i bortovykh elektronnykh sredstv / M. I. Zhilevich. A. V. Korolkevich. V. A. Korolkevich. V. S. Shevchenko // Promislova gidravlika i pnevmatika. – 2011. – № 2 (32). – S. 83-86.
8. Frumkin A. A. Obyemnyye gidroperedachi s tremya gidromashinami / L. A. Frumkin // Traktory i selkokhozyaystvennyye mashyny. – 1998. – № 8. – S. 30-34.
9. Gorodetskiy K.I. Gidrotransmissiya traktorov 21 veka / K. I. Goro-detskiy // Traktory i selkhoz mashyny. – 1996. – № 4. – S. 12-13.
10. Shchel'tsyn N.A. Sovremennyye besstupenchatyye transmissii s.-kh. trakto-rov / N. A. Shchel'tsyn. L. A. Frumkin. I. V. Ivanov. – Traktory i selkokho-zyaystvennyye mashyny. – 2011. – № 11. – S. 18-26.

11. Hidroprivod khodovoy chasti zernouborochnogo kombayna / B. V. Dmitriyev. I. I. Lyuty. V. P. Oleynik. G. I. Sheynin // Tekhnika APK. – 2001 – № 5-6 (545-546). – S. 24-26.
12. Avrunin H. A. Hidravlichne obladnannia budivelnykh ta dorozhnykh mashyn: pidruchnyk / (H. A. Avrunin, I. H. Kyrychenko, V. B. Samorodov); pid red. H. A. Avrunina. – Kharkiv: KhNADU, 2016. – 438 s.
13. Lurie Z.Ia. Metod polipshennia dynamichnykh kharakterystyk protsesu pusku obiemnoho hidropyvoda z zamknenym lantsiuhom tsyrkuliatsii robochoi ridyny / Z. Ya. Lurie, V. B. Samorodov, H.A. Avrunin, Ye.N. Tsenta // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. – Kh.: – NTU «KhPI». – 2019. – № 2 (2019). – S. 68-76.
14. The Drive & Control Company. Reguliruyemyy aksialno-porshnevoy gidromotor A6VM Seriya 65 / Rexroth Bosch Group // R-RS 91607. – Redaktsiya: 06.2016. Zamenyayet 06.2014 – 76 p.
15. The Drive & Control Company. Radial piston hydraulic motor Hagglunds CBm / Rexroth Bosch Group // RE 15300. – Edition: 08.2016. Replace: 09.2012. – 72 p.
16. Radial Piston Motor. Type MR, MRE. DENISON CALZONI. RCOa 1806/03.03. Bologna, Italy. – 36 p.
17. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC. – Helicon92. – 2007. – 59 p.
18. Avrunin G.A. Issledovaniye poter moshchnosti v aksialnoporshnevnykh gidromashinakh / G. A. Avrunin. V. B. Samorodov. I. I. Moroz.– Zbirnik naukovikh prats. Seriya: Hidravlichni mashini ta gidroag-regati. –Kh.: NTU «KhPI». – 2017. – № 42 (1264). – s. 56-59.
19. Klinachev N. V. Modelirovaniye sistem v programme VisSim: Spra-vochnaya sistema. – Online versiya 1.0. – Chelyabinsk. 2001. – faylov 214. il. (arkhiv Offline versii – vsmhlpru.chm).
20. Sizyy Yu. A. Dinamika i kompyuternoye modelirovaniye metallor-ezhushchikh stankov: Laboratorno-kompyuternyy praktikum / Yu. A. Sizyy. D. V. Stalinskiy. Yu. N. Lyubimyy. – Kh.: Izd-vo «INDUSTRIYA». 2013. – 104 s.