

## АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ГІДРОСТАТИЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

### Вступ

Серед багатьох прикладів успішної гідрофікації приводів робочих органів зернозбиральних комбайнів слід зазначити використання гідрооб'ємних приводів холодогідростатичних трансмісій. В 2014 році відбувається сторіччя з дня застосування набувшої значного розповсюдження гідротрансмісії "Дженні Вільямс", яка встановлювалась на танках, а потім на вантажівках, автомоторсах та тепловозах [2]. Використання гідростатичної трансмісії забезпечує безступеневу зміну передаточного відношення, відсутність пікових навантажень на двигуні, поліпшення динаміки розгону та гальмування транспортних засобів [1,5].

У сучасному сільськогосподарському виробництві застосовують все більш потужні самохідні машини та енергозасоби, які в переважній більшості оснащені гідростатичними трансмісіями. Застосування гідростатичних трансмісій вносить принципові відмінності у конструкцію самохідних машин у порівнянні з механічним приводом ведучих коліс ходової частини [4]. Ці відмінності стосуються також гальмівної системи. Гідростатична трансмісія крім основного призначення виконує також гальмування машини.

Слід зазначити, що у багатьох державах Європи та США визначені нормативи ефективності гальмування за допомогою гідростатичної трансмісії, а також у комп-

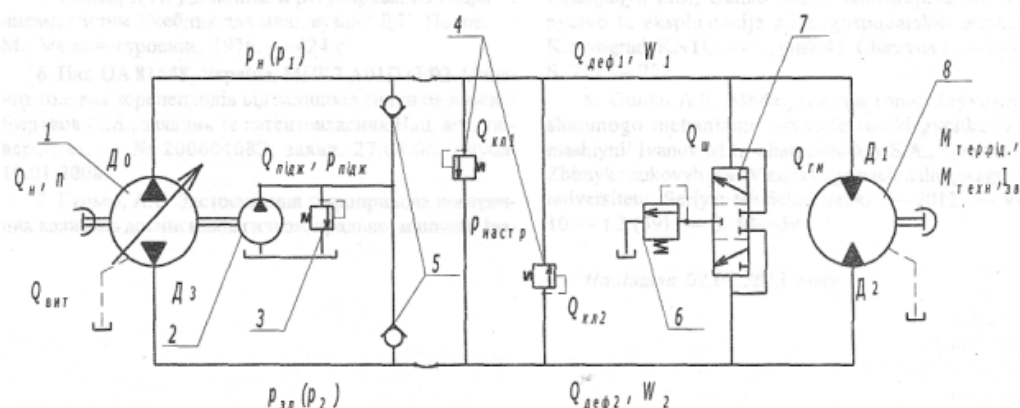
лексі із фрикційними гальмами. Чинними в Україні нормативними документами [6, 7] регламентовані вимоги до робочих гальм та методи визначення їх характеристик, але в них не враховані особливості машин із гідростатичними трансмісіями.

Проведені в Україні порівняльні дослідження гальмівних систем зернозбиральних комбайнів КЗС-9-1 "Славутич", РСМ-142 ACROS 530 майже вдвічі перевищує аналогічний показник для комбайнів John Deere WTS 9680 та Claas Dominator 98 [4].

Необхідність приведення гальмівних характеристик гідростатичних трансмісій типу ГСТ-90, ГСТ-112 у відповідність європейським вимогам потребує детального дослідження характеристик указаних гідростатичних трансмісій. Актуальним в зв'язку з цим є математичне моделювання роботи гідростатичної трансмісії з метою з'ясування характеру процесів, що визначають гальмівні характеристики гідростатичних трансмісій, та визначення напрямів удосконалення конструкцій, що мають забезпечити їх підвищення.

### Результати дослідження

Розрахункову схему гідростатичної трансмісії типу ГСТ-90 зображено на рисунку 1. При русі самохідної машини вперед робоча рідина від регульованого реверсивного насоса 1 по лінії нагнітання під тиском  $p_1(p_1)$  від



Рисунку 1 – Розрахункова схема гідростатичної трансмісії

1 – насос; 2 – насос підживлення; 3 – запобіжний клапан насоса підживлення; 4 – запобіжні клапани гідромотора; 5 – зворотні клапани; 6 – переливний клапан; 7 – шунтувальний клапан; 8 – гідромотор

точки  $D_0$  до точки  $D_1$  надходить до нерегульованого реверсивного гідромотора 8. З вихода гідромотора (точка  $D_2$ ) робоча рідина по гідролінії, яка знаходиться під дією тиску зливу  $p_{21}(p_2)$ , надходить до входу насоса (точка  $D_3$ ). Компенсація втрат рідини, викликаних витоками рідини, відведенням частини потоку рідини крізь шунтувальний клапан 7 на охолодження, виконується за допомогою насоса підживлення 2. На виході насоса підживлення встановлено запобіжний клапан 3 та систему зворотних клапанів 5, які забезпечують подачу рідини від насоса підживлення до гідролінії, яка знаходиться під низьким тиском.

Обмеження тиску у гідролініях, які знаходяться під високим тиском, виконується за допомогою запобіжних клапанів 4. Передбачено використання двох запобіжних клапанів, включених зустрічно, оскільки в даному випадку передбачається робота гідростатичної трансмісії у реверсивному режимі.

При розробці математичної моделі були зроблені наступні припущення:

- ♦ густина, в'язкість та коефіцієнт витрати робочої рідини не залежать від температури завдяки роботі системи в усталеному температурному режимі;

- ♦ не враховуються втрати тиску у внутрішніх каналах і на зовнішніх клапанах, як такі, що звичайно мають незначну величину;

- ♦ коефіцієнт податливості рідини не залежить від тиску і вмісту газової складової, так як в усталеному режимі роботи його величина змінюється незначно;

- ♦ тиск підпору на зливі незначний і практично незмінний;

- ♦ коефіцієнт витоків і перетоків рідини у складових гідроагрегатів постійний і не залежить від розмірів та форми щілин;

- ♦ відстань між елементами гідросистеми незначна, що дозволяє розглядати її як систему з зосередженими параметрами і не розглядати вплив хвильових процесів;

- ♦ пульсація подачі насоса з врахуванням її значної частоти не викликає збудження коливань тиску в гідросистемі.

При русі машини вперед рідина під тиском від регульованого насоса 1 по гідролінії, яка з'єднує точки  $D_0$  та  $D_1$ , надходить до виконавчого гідромотора 8. Рівняння балансу витрат в даному випадку має вигляд

$$Q_n + Q_{підж} + Q_{кл2} = Q_{кл1} + Q_{зм} + Q_{ш} + Q_{вит1} + Q_{деф1} + Q_{перет}, \quad (1)$$

де  $Q_n, Q_{підж}, Q_{кл2}, Q_{кл1}, Q_{зм}, Q_{ш}, Q_{вит1}, Q_{деф1}, Q_{перет}$  — витрати, відповідно, насоса 1, насоса підживлення 2, запобіжних клапанів 4, гідромотора 8, шунтуючого клапана 7, витоків з порожнин, які знаходяться під дією тиску  $p_n(p_1)$ , деформації порожнини, заповненої рідиною, перетоків між порожнинами із перепадами тисків  $p_n(p_1)$  та  $p_{21}(p_2)$ .

Для ділянки  $D_2-D_3$  у даному випадку рівняння балансу витрат набуває наступного вигляду

$$Q_{зм} + Q_{кл1} + Q_{підж} = Q_{вит2} + Q_{ш} + Q_{кл2} + Q_n + Q_{деф2} + Q_{перет} \quad (2)$$

де  $Q_{вит2}, Q_{кл2}, Q_{деф2}$  — витрати, відповідно, витоків з порожнин, які знаходяться під дією тиску  $p_{21}(p_2)$ , шунтуючого клапана 7, деформації порожнини, заповненої рідиною, перетоків між порожнинами із перепадом тисків,  $p_n(p_1)$  та  $p_{21}(p_2)$ .

Фактична витрата рідини, що подається від аксіально-поршневого насоса, визначається за формулою

$$Q_n = q_n \cdot \omega_n, \quad (3)$$

де  $q_n$  — характерний об'єм насоса,  $\omega$  — кутова швидкість.

Об'ємна подача насоса підживлення становить

$$Q_{підж} = \begin{cases} 0 \rightarrow p_n > p_{підж} \\ \mu f_n \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_{підж} - p_{21}}} \rightarrow p_n < p_{підж} \end{cases}, \quad (4)$$

де  $\mu$  — коефіцієнт витрати,  $f_n$  — площа вікна запобіжного клапана,  $\rho$  — густина робочої рідини,  $p_n(p_1)$  — тиск у лінії нагнітання,  $p_{21}(p_2)$  — тиск у лінії зливання,  $p_{підж}$  — тиск, що створюється насосом підживлення.

Витрати, які виникають при перебігу рідини через запобіжні клапани гідромотора та шунтувальний клапан, визначаються за виразами

$$Q_{кл1} = \begin{cases} 0 \rightarrow p_1 < p_{настрійки} \\ \mu_{кл1} f_{кл1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_1 - p_2}} \rightarrow p_1 > p_{настрійки} \end{cases}, \quad (7)$$

$$Q_{кл2} = \begin{cases} 0 \rightarrow p_2 < p_{настрійки} \\ \mu_{кл2} f_{кл2} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_2 - p_1}} \rightarrow p_2 > p_{настрійки} \end{cases},$$

$$Q_{ш} = \begin{cases} 0 \rightarrow p_1 > p_2 \\ \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_1 - 0}} \rightarrow p_1 < p_2 \end{cases}, \quad (8)$$

де  $\mu$  — коефіцієнт витрат,  $f_{ш}$  — площі робочих вікон шунтувального клапана,  $f_{кл1}, f_{кл2}$  — площа робочого вікна 1-го і 2-го запобіжних клапанів (позиція 5 на рисунку 1),  $\rho$  — густина рідини,  $p_1$  — тиск у гідролінії високого тиску,  $p_2$  — тиск у гідролінії низького тиску,  $p_{ш}$  — тиск спрацювання шунтувального клапана,  $p_{настрійки}$  — тиск, на який налаштовано запобіжний клапан.

Фактична витрата рідини крізь гідромотор визначається за формулою

$$Q_{зм} = q_{зм} \cdot \omega_{зм},$$

де  $q_{зм}$  — характерний об'єм гідромотора,  $\omega_{зм}$  — кутова швидкість гідромотора.

Втрати на спливання рідини через зазори у з'єднаннях деталей гідроапаратури і гідромеханізмів обчислюються як витрати рідини крізь плоску щілину при прийнятих припущеннях:

- форма поверхонь, утворюючих канал витікання, досконала;
- шорсткість поверхонь до уваги не приймається;
- зазор симетричний.

Отже, витрати рідини на спливання через поперечний перетин зазору визначатимуться залежностями

$$Q_{\text{вит1}} = \sigma_1 \cdot p_1, \quad (9)$$

$$Q_{\text{вит2}} = \sigma_2 \cdot p_2, \quad (10)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2$  — коефіцієнти витоків.

Витрати, які виникають при перебігу рідини між порожнинами високого та низького тиску, визначатимуться

$$Q_{\text{перет1,2}} = \sigma_{1,2} (p_1 - p_2),$$

$$Q_{\text{перет2,1}} = \sigma_{2,1} (p_2 - p_1),$$

де  $\sigma_{1,2}, \sigma_{2,1}$  — коефіцієнти перетоків.

Витрати, які виникають при деформації об'ємів порожнин гідропривода, заповнених рідиною, через зміну тиску в цих порожнинах, визначаються залежностями

$$Q_{\text{деф1}} = KW_1 \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (13)$$

$$Q_{\text{деф2}} = KW_2 \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (14)$$

де  $K$  — коефіцієнт податливості порожнин гідросистеми,  $W_i$  — об'єм порожнин.

Механічна частина даного гідропривода описується рівняннями моментів, які діють на вал гідромотора

$$M_{\text{зм}} = M_{\text{ін}} + M_{\text{тер}} + M_{\text{техн}}, \quad (15)$$

де  $M_{\text{зм}}$  — момент, що створюється гідромотором,  $M_{\text{ін}}$  — момент інерції рухомих частин, зведених до вала гідромотора,  $M_{\text{тер}}$  — момент тертя,  $M_{\text{техн}}$  — момент від сил опору руху сільгоспмашини.

Момент, який розвиває гідромотор, визначається

$$M_{\text{зм}} = q_{\text{зм}} (p_1 - p_2). \quad (16)$$

Момент інерції на валу гідромотора

$$M_{\text{ін}} = I_i \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2}, \quad (17)$$

де  $I_i$  — момент інерції навантажувача гідромотора,  $\varphi$  — кут повороту вала гідромотора.

Момент сили тертя розраховуємо як добуток коефіцієнта тертя на кутову швидкість обертання вала гідромотора.

$$M_{\text{тер}} = \beta \cdot \frac{d\varphi}{dt}, \quad (18)$$

де  $\beta$  — коефіцієнт в'язкого тертя,  $d\varphi/dt$  — кутова швидкість обертання вала гідромотора.

Технологічне навантаження залежить від багатьох факторів, але в першому наближенні прийемо  $M_{\text{техн}} = \text{const.}$

Гальмування двигуном за допомогою гідротрансмісії відбувається шляхом зменшення подачі гідронасоса до нуля, тобто переведенням похилого диску гідронасоса у ней-

тральне положення. Для відображення цього у математичній моделі параметр, що визначає сигнал керування, змінимо, а саме присвоїмо йому нульове значення,  $x=0$ .

У результаті розв'язку даної системи рівнянь отримуюмо перехідні процеси зміни параметрів системи при наступних значеннях вихідних параметрів [4,5]:

$$\begin{aligned} n &= 0.0333 \cdot 10^3 \text{ об/с}; \omega = 0.209 \cdot 10^3 \text{ рад/с}; V_0 = 90 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{об}; \\ q_{\text{зм}} &= 90 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{об}; p_{\text{наж}} = 1.4 \text{ МПа}; p_{1,\text{мін}} = 1.3 \text{ МПа}; p_{\text{напр}} = 25 \text{ МПа}; \\ p_{\text{нап}} &= 22.1 \text{ МПа}; \mu = 0.7; \rho = 850 \text{ кг/м}^3; \sigma_{1,2} = 0.454 \frac{\text{см}^2 \cdot \text{мс}}{\text{кг}}; \\ Q_{\text{зм}} &= 0.001 \text{ м}^3/\text{мс}; W_1, W_2 = 1000 \text{ см}^3; K = \frac{1}{2000} = 0.5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^2}{\text{Н}}; \\ M_{\text{пер.рб.}} &= 22 \text{ Н} \cdot \text{м}; D_{\text{наж}} = 0.004 \text{ м}; D_{\text{н1}} = D_{\text{н2}} = 0.004 \text{ м}; D_{\text{ш}} = 0.002 \text{ м}; \\ M_{\text{техн}} &= 0.00001 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2}, \beta = 0.14 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}} \end{aligned}$$

Проведемо моделювання процесу гальмування за допомогою гідростатичної трансмісії зернозбирального комбайна при його русі в транспортному режимі (рис. 2). Це відповідатиме рухові ненавантаженого комбайна і гальмуванню його за допомогою двигуна. Гальмування самохідної машини відбувається при початковій швидкості руху 20 км/год. Процес гальмування вважається завершеним при досягненні нульового значення швидкості руху сільськогосподарської машини.

В момент часу  $t = 0$  починається рух машини при максимальному значенні подачі регульованого насоса. Максимальне значення кута нахилу похилого диска насоса визначається безрозмірним параметром  $x(t)$ , який в даному випадку дорівнює  $x(t) = 1$ . На десятій секунді починається процес гальмування, який продовжується дві секунди, після чого похилий диск займає нейтральне положення, тобто  $x(t) = 0$ .

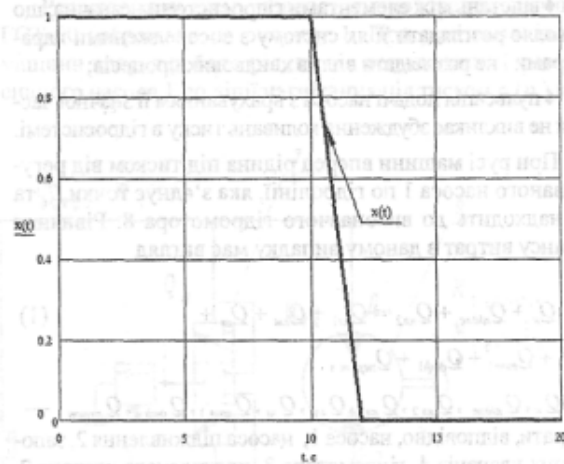
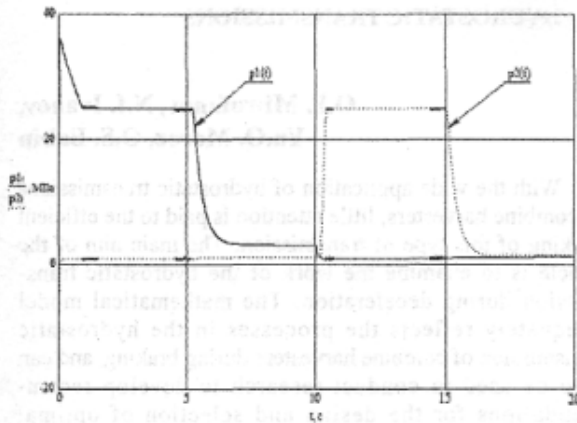
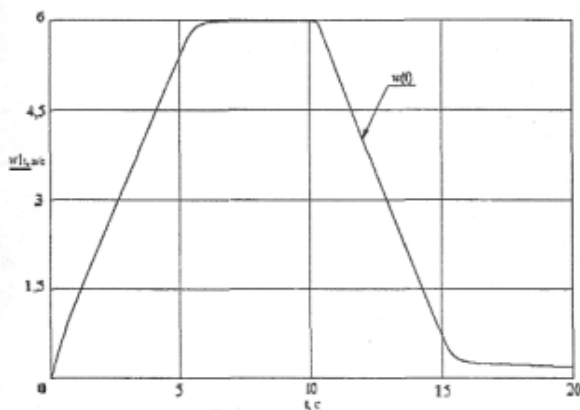


Рисунок 2 — Процес зміни сигналу керування  $x(t)$  положенням похилого диска

На рисунку 3 показано розрахований при вказаних параметрах процес зміни тиску в порожнинах гідросистеми. У момент часу  $t = 0$  тиск  $p_1$  різко зростає і досягає установленого значення  $p_1 = 25 \text{ МПа}$ , яке визначається налаштуванням запобіжного клапана. Водночас відбувається розгін зернозбирального комбайна до максимальної транспортної швидкості  $20 \text{ км/год}$  ( $\sim 6 \text{ м/с}$ ), згідно графіка на рисунку 4, це відбувається на сьомій секунді. При виході зернозбирального комбайна на установлений швидкісний режим руху машини, тиск  $p_1$  не перевищує  $4,0 \text{ МПа}$ . При цьому тиск  $p_2$  у гідролінії низького тиску дорівнює тиску підживлення ( $1,4 \text{ МПа}$ ).



Рисунку 3 — Процес зміни тисків у порожнинах гідросистеми типу ГСТ-90 при переведенні її у режим гальмування



Рисунку 4 — Процес зміни кутової швидкості вала гідромотора при переведенні системи у режим гальмування

На десятій секунді відбувається переведення гідростатичної трансмісії у режим гальмування встановленням похилого диска в нейтральне положення (згідно рисунка 2 параметр  $x$  зменшується від одиниці до нуля). В результаті цього тиск на виході насоса зменшується до значення тиску підживлення.

При цьому в результаті руху зернозбирального комбайна під дією сил інерції гідромотор переходить в насосний режим роботи, в результаті чого тиск зростає до значення  $25 \text{ МПа}$ . Момент гальмування, який виникає при збільшенні тиску  $p_2$ , призводить до зменшення швидкості руху комбайна до нульового значення. Згідно графіка на рисунку 4, цей процес відбувається протягом семи секунд. Шлях гальмування зернозбирального комбайна при цьому становить приблизно  $20 \text{ м}$ , що співпадає з результатами експериментальних досліджень, наведених в [4].

### Висновки

Отримані результати дослідження математичної моделі гідростатичної трансмісії зернозбирального комбайна свідчать, що вона адекватно описує роботу реальної гідростатичної трансмісії і може бути успішно використано в процесі прогнозування напрямів удосконалення її конструкції та розробці заходів по підвищенню показників якості її характеристик.

### Література

1. Метлюк, Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. — М: Машиностроение, 1980. — 231 с.
2. Андреев, А.Ф. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи / А.Ф. Андреев, Л.В. Барташевич, Н.В. Богдан и др.; Под ред. В.В. Гуськова. — Мн.: Выш.шк., 1987. — 310 с.
3. Бажин, И.И., Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцори и др.; Под общ. ред. С.А. Ермакова. — М.: Машиностроение, 1988. — 312 с.
4. Випробування гальмівних систем сучасних зернозбиральних комбайнів за новою методикою / [О. Мітрофанов, І. Лілевман, О. Лілевман, З. Терещук] // Техніка та технології АПК. — 2010. — №9(12). — С. 23-26.
5. Гидравлические трансмиссии троллейбусов для горной местности / О.М. Бабаев, В.М. Голубев, В.А. Глушеников, Г.М. Моргунов // Привод и управление. — 2000. — № 10. — С. 12—16.

### References

1. Metliuk, N.F. Dinamika pnevmaticheskikh i gidravlicheskikh privodov avtomobiliei / N.F. Metliuk, V.P. Avtushko. — M: Mashinostroeniie, 1980. — 231 s.
2. Andriev, A.F. Hidropnevmoavtomatika i hidroprivod mobilnykh mashin. Obemnyie hidro- i pnevmomashiny i pieriedachi / A.F. Andriev, L.V. Bartashievich, N.V. Boghdan i dr.; Pod red. V.V. Guskova. — Mn.: Vysh.shk., 1987. — 310 s.
3. Bazhin, I.I., Avtomatizirovannoie proektirovaniie mashinostroitel'noho hidroprivoda / I.I. Bazhin, Yu.G.

Berenghard, M.M. Haitsoni i dr.; Pod obsch. red. S.A. Ermakova. — M.: Mashinostroyeniye, 1988. — 312 s.

4. Vyprobuvannya hal'mivnykh system suchasnykh zernozbyral'nykh kombainiv za novoiu metodykoiu / [O. Mitrofanov, I. Llevman, O. Llevman, Z. Tereschuk] // Tekhnika ta tekhnologiya APK. — 2010. — №9(12). — S. 23—26.

УДК 631.354.2:62-82:656.052.44

# АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ С ПОМОЩЬЮ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАНСМИССИЙ

О.П. Митрофанов, Н.И. Иванов,  
Ю.А. Мороз, А.С. Бабин

При широком применении гидростатических трансмиссий в зерноуборочных комбайнах мало внимания уделяется вопросам эффективного торможения с помощью данного типа трансмиссии. Основной целью статьи является исследование работы гидростатической трансмиссии в режимах торможения. Составлена математическая модель, которая в достаточной степени отражает процессы, которые происходят в гидротрансмиссии зерноуборочного комбайна в режиме торможения, а также может быть использована для проведения исследований с целью разработки рекомендаций по конструированию и выбора оптимальных параметров гидротрансмиссии данного типа.

**Ключевые слова:** гидростатическая трансмиссия, зерноуборочный комбайн, математическая модель, расход жидкости, насос, гидромотор.

5. Hidravlicheskie transmissii trolleybusov dlia hornoj mestnosti / O.M. Babaev, V.M. Holubev, V.A. Hlushenkov, H.M. Morgunov // Privod i upravleniye. — 2000. — № 10. — S. 12—16.

Надійшла 21.01.2013 року

UDC 631.354.2:62-82:656.052.44

# ANALYSIS OF BRAKING PROCESS OF COMBINE HARVESTERS USING HYDROSTATIC TRANSMISSIONS

O.P. Mitrofanov, N.I. Ivanov,  
Yu.O. Moroz, O.S. Babin

With the wide application of hydrostatic transmissions in combine harvesters, little attention is paid to the efficient braking of this type of transmission. The main aim of the article is to examine the work of the hydrostatic transmission during deceleration. The mathematical model adequately reflects the processes in the hydrostatic transmission of combine harvesters during braking, and can also be used to conduct research to develop recommendations for the design and selection of optimal parameters of hydraulic transmissions of this type.

**Key words:** hydrostatic transmission, combine harvester, mathematical model, flow rate, pump, hydraulic motor.

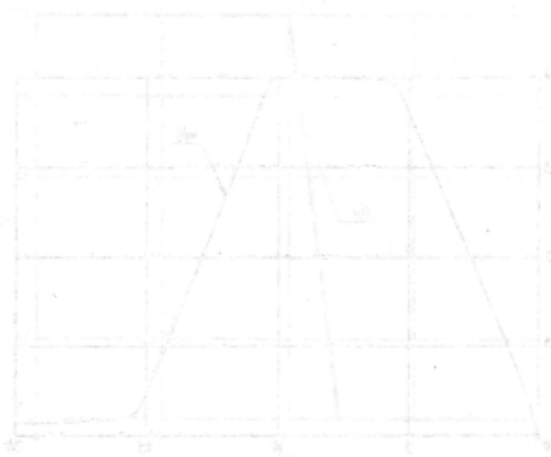


Рисунок 2 — Принципова схема гідростатичної трансмісії. 1 — насос, 2 — гідромотор, 3 — механічний вхід, 4 — механічний вихід.