

УДК 621.225.001.4

**ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ГІДРОПРИВОДІВ З ГІДРОМОТОРАМИ
ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ**

Панченко А.І., д.т.н.,
Кюрчев В.М., к.т.н.,
Волошина А.А., к.т.н.,
Іванов Г.І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – робота присвячена дослідженням функціонування гідрооб'ємної трансмісії, яка складається з аксіально-поршневого регульованого насоса та двох мотор-колів із планетарними гідромоторами.

Ключові слова – гідрооб'ємна трансмісія, аксіально-поршневий насос, планетарний гідромотор, мотор-колесо, дискретно регульований об'єм.

Постановка проблеми. Найважливішою задачею народногосподарського значення сьогодні є створення самохідних машин підвищеної рухливості. Під рухливістю мається на увазі здатність самохідної машини в будь-яких географічних і погодних умовах швидко пересуватися та маневрувати на місцевості, а також переборювати природні і штучні перешкоди. Основний фактор, що визначає поліпшення показників рухливості машини - удосконалення характеристик трансмісії, що має виражену тенденцію до використання безступінчастих гідравлічних трансмісій, виконаних за бортовою схемою і, що сполучає переваги безступінчастого регулювання передатного відношення з перевагами безступінчастої зміни радіуса повороту.

Аналіз останніх досліджень. Як показав досвід останніх років, економічність і маневреність транспортних засобів можуть бути істотно підвищені при використанні гідрооб'ємних трансмісій [1]. Всі вітчизняні гідрооб'ємні трансмісії містять один аксіально-поршневий регульований з похилим диском насос 23-типорозміру і один такий же, але не регульований гідромотор. Недоліком таких трансмісій є малий діапазон зміни навантажувального передатного відношення та обов'язкове застосування бортових редукторів з більшим передаточним

числом, що ускладнює конструкцію гідрооб'ємних трансмісій, роблячи її більш трудомісткою у виготовленні і менш надійною в експлуатації.

Поява нових типів об'ємних гідромашин, зокрема планетарно-роторних [1-3], і особливості їх роботи в складі гідрооб'ємних трансмісій транспортних засобів, привели до необхідності поглиблення досліджень об'ємних гідропередач із планетарно-роторними гідромашинами. Ці гідромашини [4] надійні в експлуатації, мають високий ККД у широкому діапазоні робочих тисків рідини і частот обертання вала, розвивають більші крутні моменти, мають високий страгиваючий момент, малі габарити та питому вагу на одиницю робочого об'єму.

Розглянуті планетарні гідромотори представлені уніфікованим рядом робочих об'ємів – $160 \dots 630 \text{ см}^3$. Для забезпечення необхідного передаточного числа гідрооб'ємної трансмісії на кожний рушій, при необхідності, може бути встановлено кілька гідромоторів, що дозволяє забезпечити швидкість руху самохідної машини в необхідному діапазоні.

Ціль статті – поліпшення показників рухливості машини шляхом удосконалення характеристик гідрооб'ємної трансмісії, що має виражену тенденцію до використання безступінчастих гідравлічних трансмісій, виконаних за бортовою схемою і, що сполучає переваги безступінчастого регулювання передатного відношення з перевагами безступінчастої зміни радіуса повороту.

Основна частина. У даній роботі викладені дослідження функціонування гідрооб'ємної трансмісії, що складається з аксіально-поршневого регульованого насоса 23-типорозміру та двох мотор-коліс із планетарними гідромоторами, що забезпечує роботу двигуна транспортного засобу в режимі постійної потужності, шляхом зміни параметра регулювання e_1 насоса, при зміні перепаду тисків Δp робочої рідини в системі. Тоді потужність на валу насоса буде визначатися вираженням

$$N_1 = k \cdot \Delta p \cdot e_1 \cdot n_1 - const, \quad (1)$$

де k – коефіцієнт пропорційності;

n_1 – частота обертання вала насоса.

При розрахунковому навантажувальному діапазоні трансмісії $D = 2$, параметр регулювання насоса змінюється в межах $e_1 = 0,5 \dots 1,0$, а перепад тиску $\Delta p = 0,5 \Delta p_n \dots \Delta p_n$, причому, має місце

$$\Delta p \cdot e_1 = 0,5 \Delta p_n = const.$$

У цьому випадку потужність на валу насоса дорівнює

$$N_1 = 0,5 k \cdot \Delta p_n \cdot n_1, \quad (2)$$

де Δp_n – номінальний перепад тиску в системі.

При зміні навантажувального режиму трансмісії до $D = 3$, параметр регулювання насоса змінюється в межах $e_1 = 0,33 \dots 1,0$, а перепад тиску $\Delta p = 0,33 \Delta p_n \dots \Delta p_n$ і має місце $\Delta p \cdot e_1 = 0,33 \Delta p_n = const$, а потуж-

ність на валу насоса, у цьому випадку дорівнює

$$N_I = 0,33 k \cdot \Delta p_n \cdot n_I. \quad (3)$$

При роботі самохідної машини частота обертання двигуна (дизеля) підтримується постійною за допомогою всережимного регулятора, тому нами було розглянуто вплив режимів роботи дизеля на ККД насоса, гідромоторів і всієї трансмісії в цілому при двох фіксованих частотах обертання двигуна, а отже, і приводного вала насоса ($n_\delta = 1500$ і 2500 хв⁻¹).

Відомо [5], що зі збільшенням параметра регулювання e_I , об'ємний $\eta_{обI}$, механічний $\eta_{мI}$ і загальний η_I ККД насоса збільшується. Аналіз виконаних за спеціально розробленою методикою експериментальних досліджень дозволяє констатувати, що при зміні параметра регулювання насоса e_I у межах від 0,5 до 1,0, всі ККД насоса: $\eta_{обI}$, $\eta_{мI}$ і η_I змінюються в досить вузьких межах (рис. 1), незважаючи на досить великий діапазон змін перепаду тиску в системі ($\Delta p = 7 \dots 21$ МПа), що дуже важливо для роботи гідрооб'ємної трансмісії при русі самохідного засобу по пересіченій місцевості. Можна також відзначити, що у всьому діапазоні зміни параметра регулювання e_I , збільшення частоти обертання вала насоса n_I приводить до зниження об'ємного $\eta_{обI}$ (рис. 1, а) і загального η_I ККД насоса (рис. 1, б), при цьому механічний ККД $\eta_{мI}$ незначно підвищується (рис. 1, в).

Загальний ККД η_I насоса залишається практично незмінним при збільшенні перепаду тисків Δp у діапазоні від 7 до 21 МПа, при значеннях параметра регулювання $e_I = 0,5 \dots 1,0$ (рис. 2, а). Підвищення перепаду тисків Δp у досліджуваній системі збільшує механічний $\eta_{мI}$ (рис. 2, б) і зменшує об'ємний ККД $\eta_{обI}$ насоса (рис. 2, в), причому, чим менше параметр регулювання e_I , тим більше вплив навантаження (перепаду тиску) на зниження об'ємного ККД $\eta_{обI}$ насоса. Можна відзначити, що збільшення частоти обертання вала насоса n_I приводить до зниження механічного $\eta_{мI}$ (рис. 2, б) і загального η_I ККД насоса (рис. 2, а), а об'ємний ККД $\eta_{обI}$, при цьому, незначно підвищується (рис. 2, в). Зниження параметра регулювання насоса до значення $e_I < 0,5$ також зменшують значення його загального ККД η_I .

Дуже важливо відзначити сталість ККД насоса $\eta_I \approx 0,87$ (рис. 3) для значень параметра регулювання $e_I = 0,65 \dots 1,0$ при частоті обертання вала двигуна $n_\delta = 2500$ хв⁻¹ (крива 1). Зі зменшенням частоти обертання вала двигуна $n_\delta = 1500$ хв⁻¹ (крива 2) ККД насоса збільшується до значення $\eta_I = 0,85 \dots 0,9$ у діапазоні зміни параметра регулювання $e_I = 0,5 \dots 1,0$. Це пояснюється тим, що зі зменшенням частоти обертання n_δ збільшується механічний ККД $\eta_{мI}$ насоса. Зі збільшенням навантажувального діапазону трансмісії, у всьому діапазоні зміни параметра регулювання ($e_I = 0,33 \dots 1,0$) при частоті обертання вала

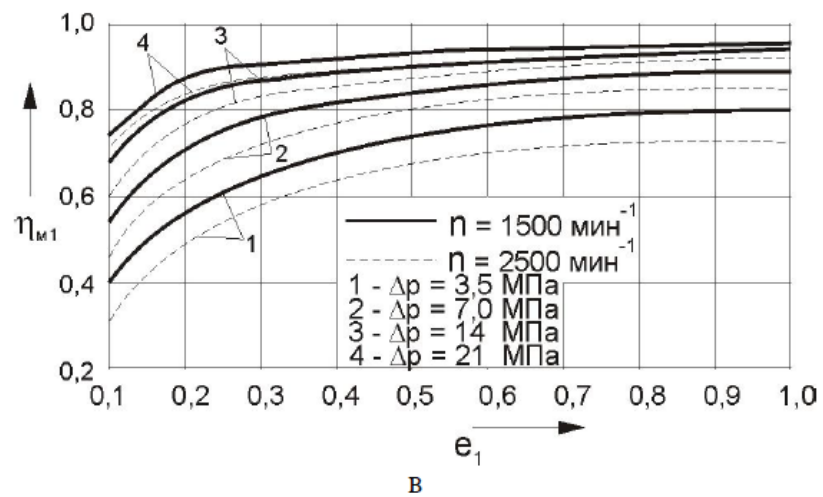
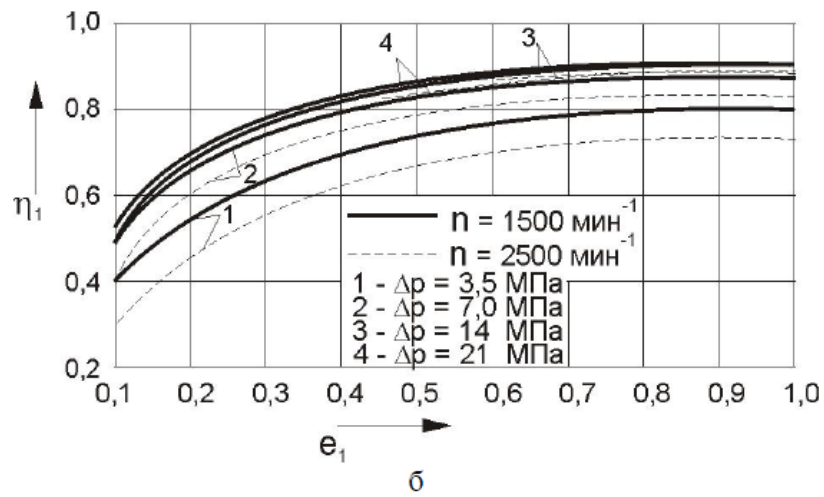
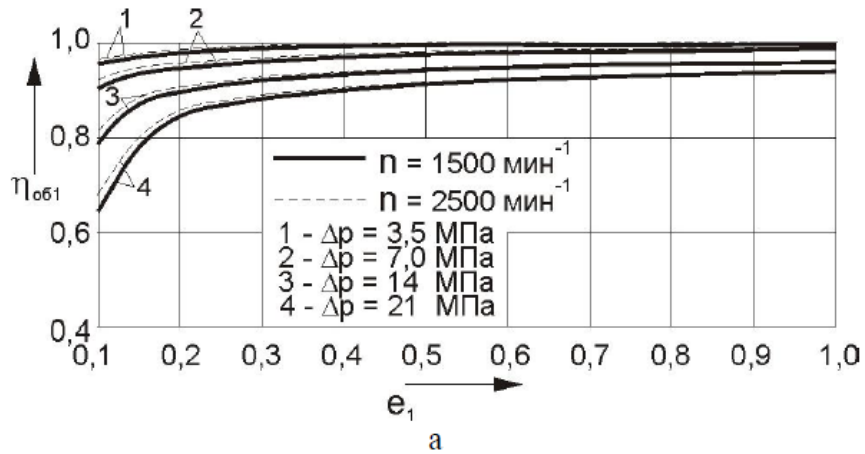


Рис. 1. Залежність зміни ККД насоса від параметра регулювання: а – об'ємного; б – загального; в – механічного.

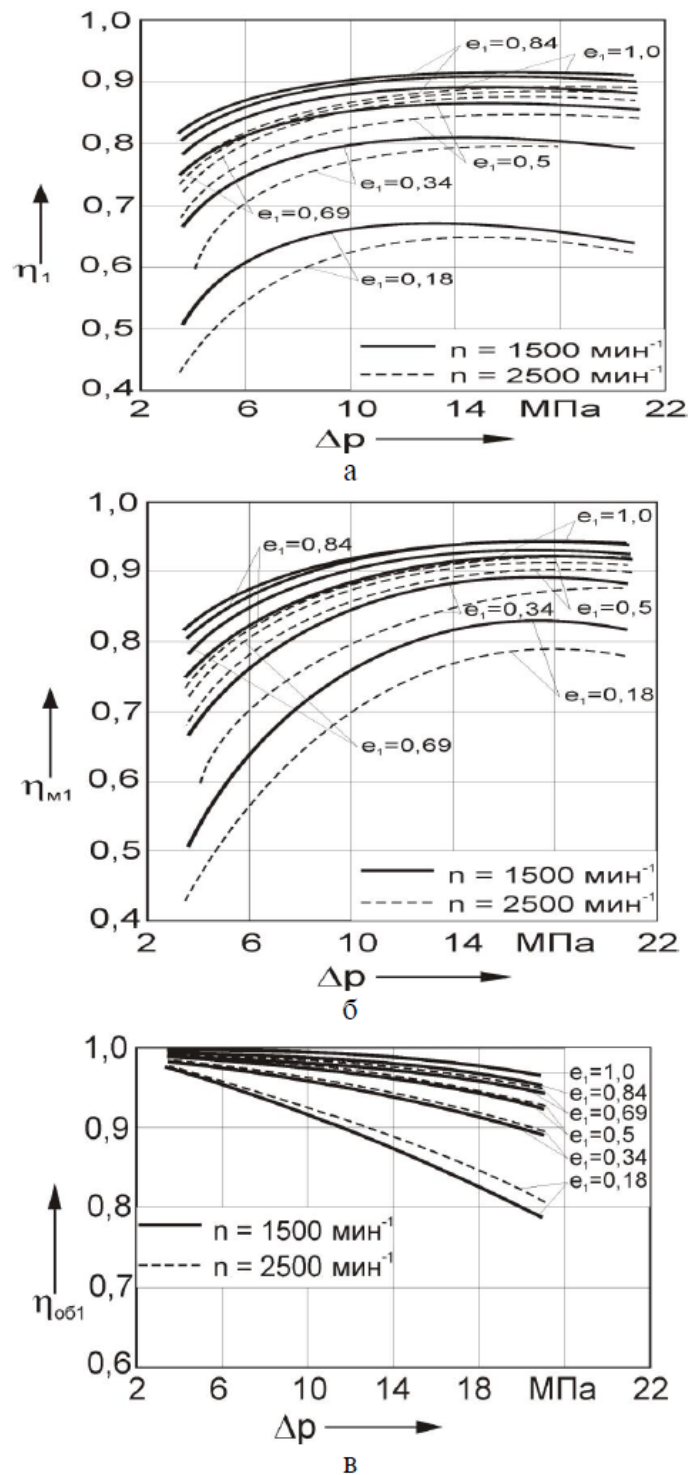


Рис. 2. Залежність зміни ККД насоса від перепаду тиску:
а - загального; б - механічного; в - об'ємного.

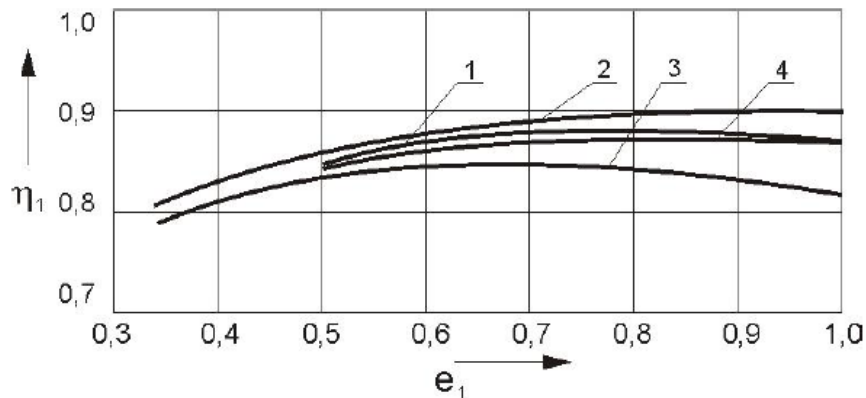


Рис. 3. Залежність зміни ККД насоса від параметра регулювання:
1 и 3 – $n_{\delta}=2500 \text{ хв}^{-1}$; 2 и 4 – $n_{\delta}=1500 \text{ хв}^{-1}$.

двигуна $n_{\delta} = 2500 \text{ хв}^{-1}$, ККД насоса зменшується ($\eta_1=0,80\dots0,85$), причому найбільше значення ККД насоса ($\eta_1 = 0,85$) досягається при $e_1 = 0,65$ (крива 3). Зменшення частоти обертання ($n_{\delta} = 1500 \text{ хв}^{-1}$) при значеннях параметра регулювання $e_1 = 0,33\dots1,0$ приводить до підвищення ККД насоса η_1 (крива 4), причому при $e_1 = 0,6\dots1,0$ загальний ККД збільшується ($\eta_1 = 0,875$).

Таким чином, для розглянутого насоса найбільш доцільними режимами експлуатації, з енергетичної точки зору, є зміни параметрів регулювання в межах $e_1 = 0,5\dots1,0$, а перепаду тисків робочої рідини в діапазоні $\Delta p=7\dots21 \text{ МПа}$. Слід зазначити, що на цих режимах роботи збільшується також моторесурс насоса.

Об'ємний ККД $\eta_{об2}$ досліджуваних планетарних гідромоторів (рис. 4, а) з робочим об'ємом 320 см^3 перебуває в лінійній залежності від перепаду тисків Δp робочої рідини і при $\Delta p = 4\dots16 \text{ МПа}$ ККД знижується з 0,98 до 0,95 (крива 1). Зі збільшенням перепаду тисків механічний ККД $\eta_{м2}$ гідромотора (крива 2) збільшується і при $\Delta p = 12 \text{ МПа}$ досягає свого максимального значення. Залежність зміни загального ККД η_2 гідромотора представлено кривою 3.

Збільшення швидкості руху транспортного засобу з гідрооб'ємною трансмісією, а, отже, і частоти обертання вихідного вала n_2 досліджуваного гідромотора (рис. 4, б), приводить до росту його об'ємного ККД $\eta_{об2}$ (крива 1) і до зниження механічного ККД $\eta_{м2}$ (крива 2). Загальний ККД η_2 гідромотора мало залежить від частоти обертання його вихідного вала n_2 (крива 3). Тільки при малих перепадах тисків робочої рідини ($\Delta p = 4\dots6 \text{ МПа}$) збільшення частоти обертання n_2 приводить до зниження загального ККД η_2 гідромотора.

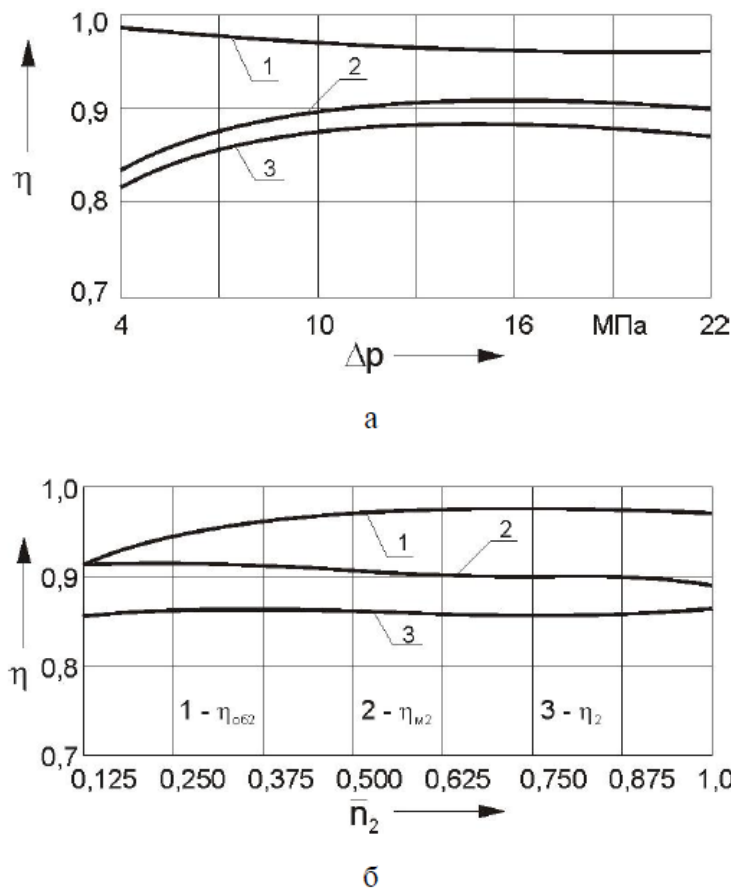


Рис. 4. Залежність зміни усіх ККД гідромотора від:
 а – перепада тиску; б – відносної частоти обертання.

Таким чином, умовою забезпечення високого ККД планетарно-роторних гідромоторів є їх робота в діапазоні зміни відносних частот обертання $n = 0,25 \dots 1,0$ ($n = n_{2i} / n_{2н}$, де n_{2i} і $n_{2н}$ – відповідно поточні і номінальне значення частот обертання вала гідромотора) і перепаді тисків $\Delta p = 7 \dots 21$ МПа. У зазначеному діапазоні зміни параметрів гідромоторів загальний ККД можна прийняти рівним $\eta_2 = 0,87$.

Аналогічні результати отримані при випробуванні гідрооб'ємної трансмісії з мотор-колесами, виконаними на базі планетарно-роторних гідромоторів з робочим об'ємом 200 і 160 см^3 .

У цих гідромоторів механічний ККД $\eta_{\text{м2}}$ більш інтенсивно зменшується зі збільшенням частоти обертання вала гідромотора n_2 . В області низьких перепадів тисків Δp механічний ККД $\eta_{\text{м2}}$ також значно знижується. При роботі таких гідромоторів у діапазоні зміни відносних частот обертання $n = 0,2 \dots 1,0$ і перепаді тисків $\Delta p = 8 \dots 22$ МПа,

загальний ККД гідромотора можна прийняти рівним $\eta_2 = 0,85$.

Одним з етапів проведених експериментальних досліджень були випробування мотор-колів, що складаються із трьох планетарно-роторних гідромоторів з робочими об'ємами відповідно рівними 630, 320 і 160 см³, що дозволило збільшити навантажувальний діапазон всієї трансмісії до значення $D = 8$.

Виконаними дослідженнями встановлено, що для гідрооб'ємної трансмісії, що складається з аксіально-поршневого насоса і планетарно-роторних гідромоторів, діапазон регулювання насосів дорівнює $e_1 \leq 2$, а перепад тисків перебуває в межах $\Delta p = 7 \dots 27$ МПа. У цьому діапазоні загальний ККД трансмісії залишається постійним і дорівнює своєму максимальному значенню $\eta = 0,77 \dots 0,79$ (незалежно від відносної частоти обертання вала гідромотора в межах $n = 0,25 \dots 1,0$) і буде збільшуватися зі зменшенням частоти обертання вала n_d дизеля (насоса).

При русі транспортного засобу зі сталою швидкістю частота обертання дизеля n_d близька до номінальної, при цьому загальний ККД розглянутої гідрооб'ємної трансмісії дорівнює $\eta = 0,76$.

Рух самохідної техніки на низьких робочих швидкостях варто здійснювати шляхом зниження частоти обертання дизеля n_d , а не зміни параметра регулювання e_1 насоса, тому що при цьому загальний ККД η ГОТ підвищується.

У результаті проведених досліджень підтверджена концепція необхідності розробки планетарно-роторних гідромоторів з дискретно регульованим об'ємом, з метою збільшення навантажувального діапазону трансмісії до значень $D = 4 \dots 8$.

Висновки. У результаті проведених досліджень по обґрунтуванню вихідних характеристик гідроприводів з гідромоторами планетарного типу встановлено, що гідропривід (потужністю до 20 кВт) із планетарними гідромоторами, експлуатованими у діапазоні регулювання $e_1 \leq 2$, при перепаді тиску $\Delta p = 7 \dots 25$ МПа має загальний ККД у межах $\eta = 0,77 \dots 0,79$ незалежно від відносної частоти обертання вала гідромотора ($n = 0,25 \dots 1,0$), що досить прийнятно для привода активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки.

Література

1. Панченко А.І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / А.І. Панченко // Науково-технічний журнал „Техніка АПК”.- №3.- 2006.- С. 11-13.
2. Панченко А.И. Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Воло-

шина, С.Д. Гуйва // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 36. – С.165-169.

3. Панченко А.І. Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки/ А.І. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Тітов // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – С.53-66.

4. Панченко А.И. Эксплуатационные характеристики гидроагрегата с планетарным гидромотором. / А.И. Панченко, В.Т. Надыкто, А.А. Волошина/ Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вип. 7. – Т.2. – С.171-179.

5. Баица Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Баица.- М.: «Машиностроение», 1971. – 671 с.

ОБОСНОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДОВ С ГИДРОМОТОРАМИ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Иванов Г.И.

Аннотация - работа посвящена исследованиям функционирования гидрообъемной трансмиссии, состоящей из аксиально-поршневого регулируемого насоса и двух мотор-колес с планетарными гидромоторами.

THE OUTPUT CHARACTERISTICS' VALIDATION OF HYDRAULIC CIRCUIT WITH PLANETERY-TYPE HYDRAULIC MOTOR

A. Panchenko, V. Kurchev, A. Voloshina, G. Ivanov

Summary

Work is devoted research of functioning of hydrostatic transmission, which is included the axial-piston stirrable pump and two hub motors with planetary hydraulic motors.