

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-колес 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 гідروоб'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 страгівуючий момент, малі габарити та питому вагу на одиницю робочого об'єму.

Розглянуті планетарні гідромотори представлені уніфікованим рядом робочих об'ємів – 160...630см<sup>3</sup>. 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-колів із планетарними гідромоторами, що забезпечує роботу двигуна транспортного засобу в режимі постійної потужності, шляхом зміни параметра регулювання  $e_1$  насоса, при зміні перепаду тисків  $\Delta p$  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  $e_1 = 0,5...1,0$ , а перепад тиску  $\Delta p = 0,5\Delta p_n... \Delta p_n$ , 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  $\Delta p_n$  - номінальний перепад тиску в системі.

При зміні навантажувального режиму трансмісії до  $D = 3$ , параметр регулювання насоса змінюється в межах  $e_1 = 0,33...1,0$ , а перепад тиску  $\Delta p = 0,33\Delta p_n... \Delta p_n$  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 ( $n_d=1500$  і  $2500$  хв<sup>-1</sup>).

Відомо [5], що зі збільшенням параметра регулювання  $e_I$ , об'ємний  $\eta_{обI}$ , механічний  $\eta_{мI}$  і загальний  $\eta_I$  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  $\eta_I$  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  $\eta_I$  ККД насоса (рис. 1, б), при цьому механічний ККД  $\eta_{мI}$  незначно підвищується (рис. 1, в).

Загальний ККД  $\eta_I$  насоса залишається практично незмінним при збільшенні перепаду тисків  $\Delta p$  у діапазоні від 7 до 21 МПа, при значеннях параметра регулювання  $e_I = 0,5 \dots 1,0$  (рис. 2, а). Підвищення перепаду тисків  $\Delta p$  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  $\eta_I$  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  $\eta_I$ .

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  $n_d = 2500$  хв<sup>-1</sup> (крива 1). Зі зменшенням частоти обертання вала двигуна  $n_d = 1500$  хв<sup>-1</sup> (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  $n_d$  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

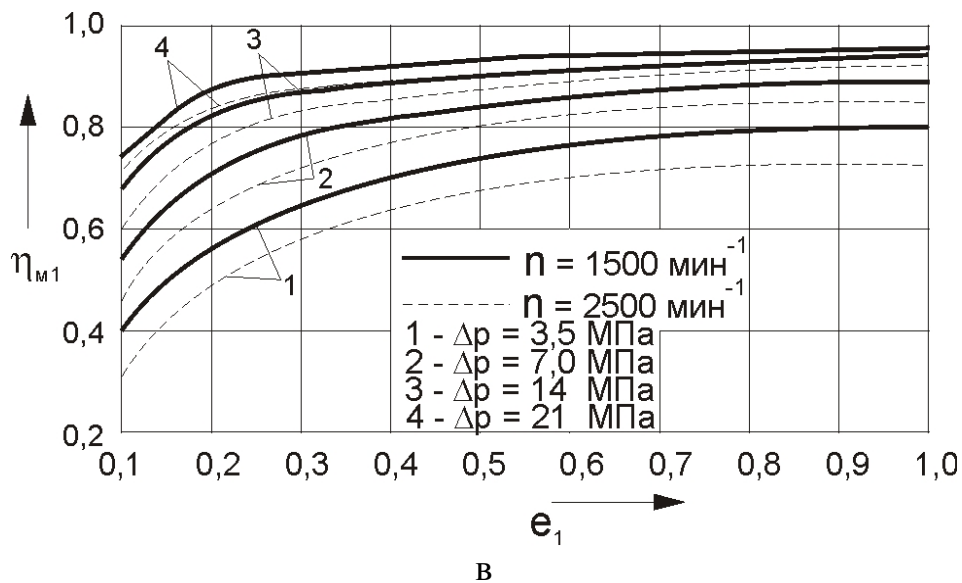
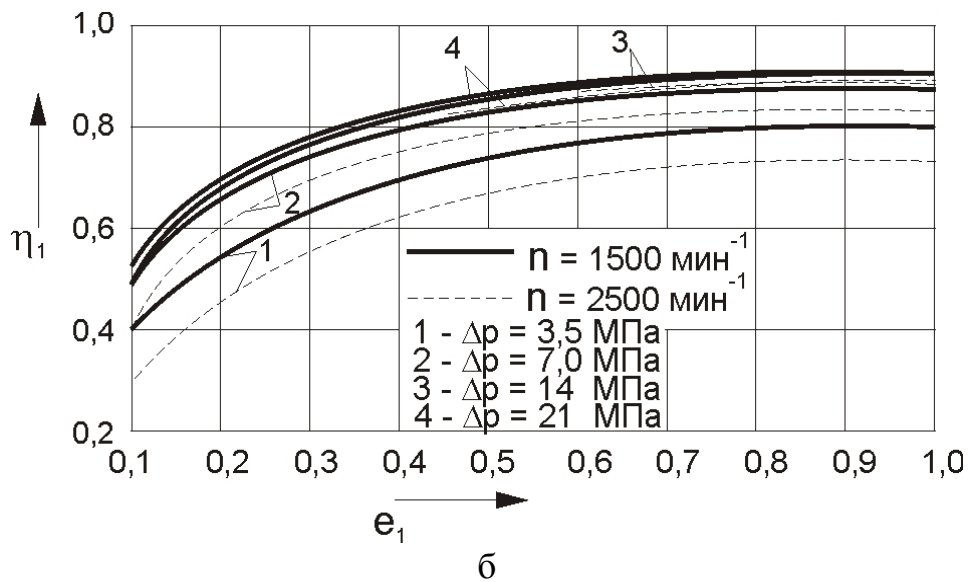
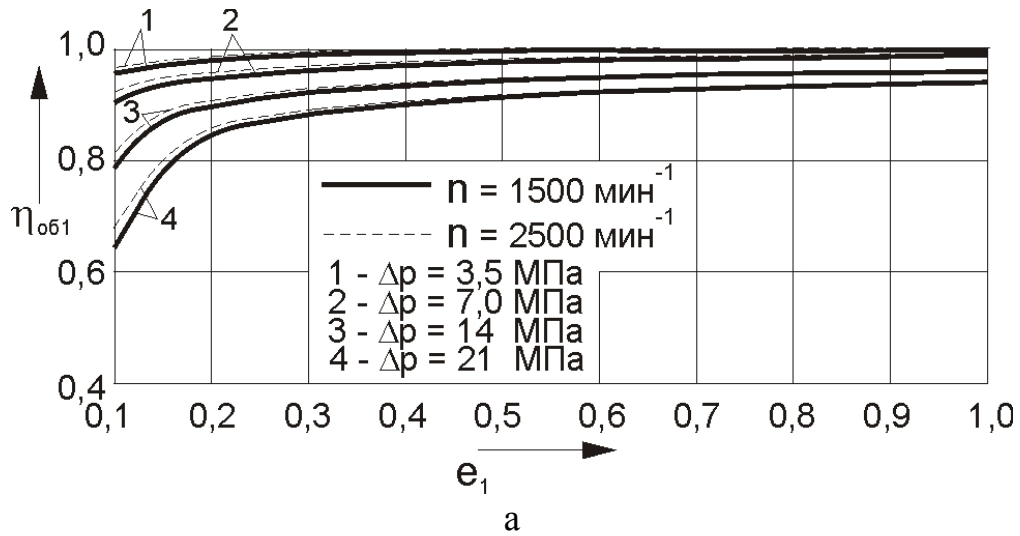


Рис. 1. Залежність зміни ККД насоса від параметра регулювання:  
а – об'ємного; б – загального; в – механічного.

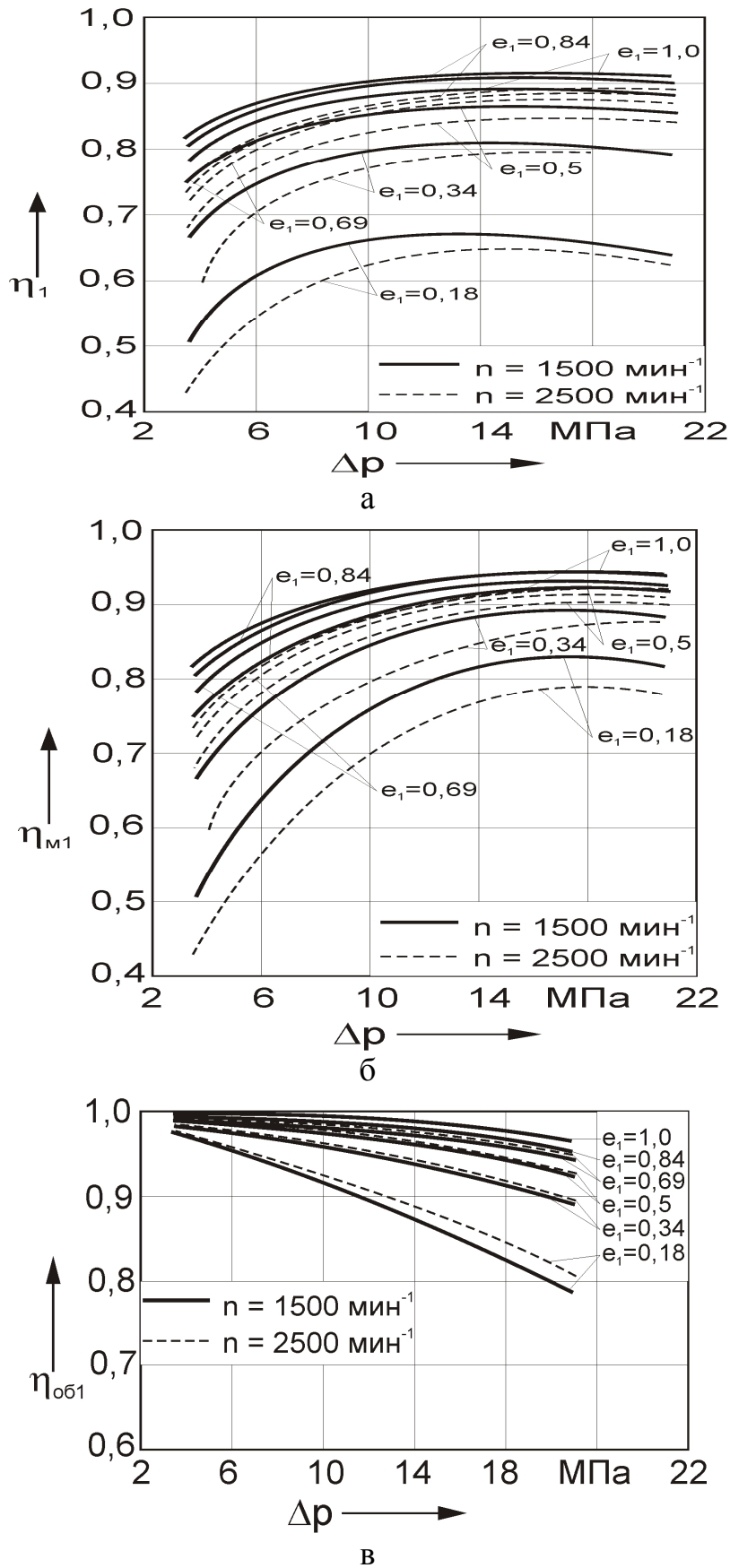


Рис. 2. Залежність зміни ККД насоса від перепаду тиску:  
 а - загального; б - механічного; в - об'ємного.

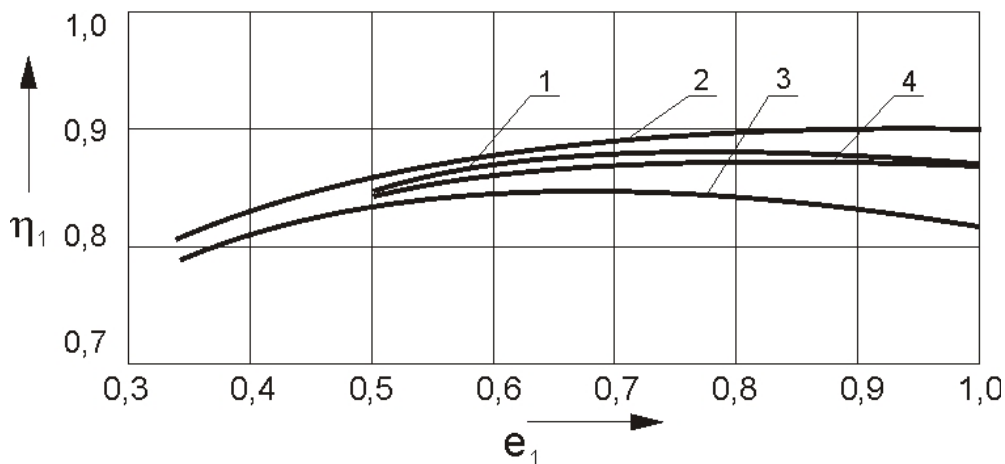


Рис. 3. Залежність зміни ККД насоса від параметра регулювання:  
1 и 3 –  $n_d=2500 \text{ хв}^{-1}$ ; 2 и 4 –  $n_d=1500 \text{ хв}^{-1}$ .

двигуна  $n_d = 2500 \text{ хв}^{-1}$ , 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 ( $n_d = 1500 \text{ хв}^{-1}$ ) при значеннях параметра регулювання  $e_1 = 0,33\dots1,0$  приводить до підвищення ККД насоса  $\eta_1$  (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  $320 \text{ см}^3$  перебуває в лінійній залежності від перепаду тисків  $\Delta p$  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  $\eta_2$  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  $\eta_2$  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  $\eta_2$  гідромотора.

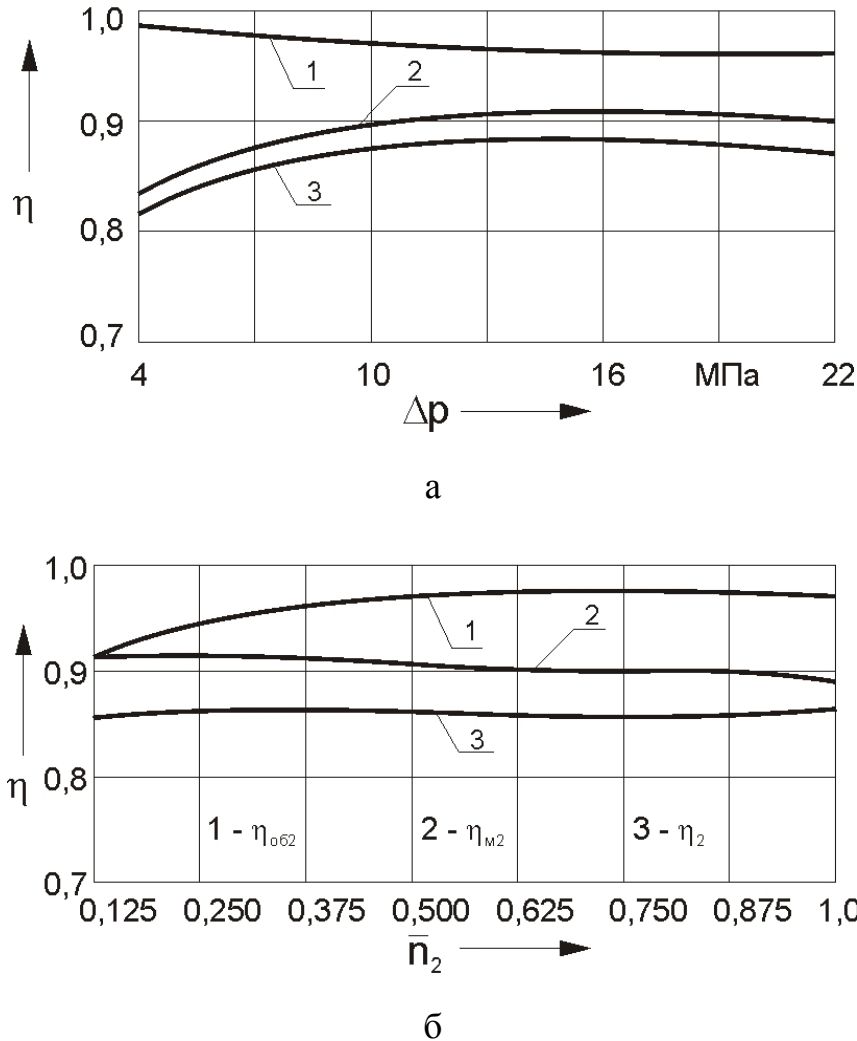


Рис. 4. Залежність зміни усіх ККД гідромотора від:  
а – перепада тиску; б – відносної частоти обертання.

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 номінальні 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<sup>3</sup>.

У цих гідромоторів механічний ККД  $\eta_{m2}$  більш інтенсивно зменшується зі збільшенням частоти обертання вала гідромотора  $n_2$ . В області низьких перепадів тисків  $\Delta p$  механічний ККД  $\eta_{m2}$  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-коліс, що складаються із трьох планетарно-роторних гідромоторів з робочими об'ємами відповідно рівними 630, 320 і 160см<sup>3</sup>, що дозволило збільшити навантажувальний діапазон всієї трансмісії до значення  $D = 8$ .

Виконаними дослідженнями встановлено, що для гідрооб'ємної трансмісії, що складаються з аксіально-поршневого насоса і планетарно-роторних гідромоторів, діапазон регулювання насосів дорівнює  $e_1 \leq 2$ , а перепад тисків перебуває в межах  $\Delta p = 7...27$  МПа. У цьому діапазоні загальний ККД трансмісії залишається постійним і дорівнює своєму максимальному значенню  $\eta = 0,77...0,79$  (незалежно від відносної частоти обертання вала гідромотора в межах  $n = 0,25...1,0$ ) 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  $\eta$  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  $D = 4...8$ .

*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  $\Delta p = 7...25$  МПа має загальний ККД у межах  $\eta = 0,77...0,79$  незалежно від відносної частоти обертання вала гідромотора ( $n = 0,25...1,0$ ), 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. Баишта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Баишта.- 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.**