

УДК 621.225.001.4

ДОСЛІДЖЕННЯ ККД ГІДРАВЛІЧНИХ ОБЕРТАЧІВ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Волошина А.А., д.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – робота присвячена дослідженню гідравлічного, механічного та об'ємного ККД гідравлічних обертачів планетарного типу з метою поліпшення їх вихідних характеристик.

Ключові слова – гідравлічний обертач планетарного типу, гідравлічні втрати, механічні втрати, об'ємні втрати.

Постановка проблеми. Безперервно зростаючі масштаби виробництва мобільної техніки роблять особливо актуальним питання гідрофікації її активних робочих органів. У світовій та вітчизняній практиці створення гідравлічних систем визначилася тенденція застосування високомоментних низькообертових гідравлічних обертачів замість високообертових гідромоторів з редукторами.

Найпоширенішим представником високомоментних гідромоторів планетарного типу, що розробляються і виробляються в країнах СНД, є гідрообертач планетарного типу серії РПГ [1]. Основним недоліком розглянутого гідрообертача є нерівномірність вихідних характеристик, що обумовлена недосконалістю конструкції форми елементів витіскувальної системи, а також наявністю великих гідравлічних втрат в розподільній системі, які обумовлені геометрією проточних частин.

Тому, дослідження гідравлічних, механічних та об'ємних втрат у гідравлічних обертачах планетарного типу з метою поліпшення їх вихідних характеристик є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз проведених досліджень [2-9] дозволив визначити ряд особливостей, урахування яких дозволить значно поліпшити вихідні характеристики гідрообертачів планетарного типу, а саме підвищення точності розрахунку гідравлічних, механічних та об'ємних втрат у планетарному гідрообертачі.

Основні втрати в гідрообертачах планетарного типу пов'язані з перетворенням механічної енергії в енергію потоку робочої рідини і навпаки. У гідрообертачах планетарного типу є втрати, які викликані тертям поверхонь взаємодіючих елементів витіскувальної системи –

це механічні втрати і втрати напору потоку робочої рідини в проточних частинах розподільної систем – це гідравлічні та об'ємні втрати.

Таким чином, одним з основних завдань підвищення ефективності роботи гідравлічних обертачів планетарного типу є зниження гідравлічних втрат.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Поліпшення вихідних характеристик гідравлічних обертачів планетарного типу шляхом підвищення точності розрахунку гідравлічних, механічних та об'ємних втрат.

Основна частина. Ефективність роботи гідрообертача як звичайного гідромотора оцінюється коефіцієнтом корисної дії (ККД). Загальний ККД будь-якого механізму оцінюється відношенням корисної потужності N_n до затрачуваної N_z [10], в свою чергу корисна потужність характеризується взаємозв'язком вихідних параметрів гідрообертача:

$$N_n = M_{кр} \cdot n_{ze}, \quad (1)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на «валу» гідрообертача,

$$M_{кр} = V_{ze} \cdot \Delta p \cdot \eta_{zm};$$

де V_{ze} – робочий об'єм гідрообертача, котрий дорівнює:

$$V_{ze} = 2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e; \quad (2)$$

де e – міжцентрова відстань між витискувачами;

b – висота напрямної гідрообертача;

R_n – радіус розташування центрів зубівнапрямної;

Z_n – кількість зубів напрямної гідрообертача;

Δp – перепад тиску на вході та виході гідрообертача, при тиску на виході, що дорівнює нулю $\Delta p = p_1$;

η_{zm} – гідромеханічний ККД гідрообертача;

n_{ze} – частота обертання валу гідрообертача.

Причому, момент, що сприймається пружною ланкою при пуску планетарного гідрообертача дорівнює [11]:

$$\begin{aligned} M_{кр} = & (\varphi_{np} - \varphi_{ze}) \cdot c = \frac{M_u \cdot c}{J_{np} \cdot k_1^2} (1 - \cos k_1 t) + \\ & + \frac{M_u \cdot m \cdot k_2^2 \cdot c}{J_{ze} \cdot (k_1^2 - k_2^2) \cdot (m + J_{ze} + J_{np})} \cdot \left(\frac{1}{k_1^2} \cdot \cos k_1 t - \frac{1}{k_2^2} \cdot \cos k_2 t \right) + \\ & + \frac{M_u \cdot m \cdot c}{J_{ze} \cdot k_1^2 \cdot (m + J_{ze} + J_{np})} + M_c, \end{aligned} \quad (3)$$

де $J_{zв}$ – приведений момент інерції обертових частин гідрообертача;
 J_{np} – приведений момент інерції обертових частин привода активного робочого органу мобільної машини;
 $\varphi_{zв}$ – приведений кут повороту «вала» гідрообертача;
 φ_{np} – приведений кут повороту активного робочого органу мобільної машини;
 M_u – надлишковий (прискорювальний) обертаючий момент;
 M_c – момент статичного опору обертанню активного робочого органу мобільної машини;
 c – приведена кутова твердість елементів передач механізму обертання активного робочого органу мобільної машини.
 Корисну потужність гідрообертача можна представити, як:

$$N_n = V_{zв} \cdot p_1 \cdot \eta_{zm} \cdot n_{zв}, \quad (4)$$

де p_1 – тиск робочої рідини на вході гідрообертача.

Затрачувана потужність N_z характеризується взаємозв'язком вхідних параметрів гідрообертача

$$N_z = Q_{zв} \cdot p_1,$$

де $Q_{zв}$ – витрата робочої рідини, що підводиться до гідрообертача за відсутності дренажу і витоків,

$$Q_{zв} = \frac{V_{zв} \cdot n_{zв}}{\eta_{об}}.$$

Тоді потужність N_z , що витрачається гідрообертачем дорівнює:

$$N_z = \frac{V_{zв} \cdot n_{zв} \cdot p_{вх}}{\eta_{об}}. \quad (5)$$

Відношення корисної потужності N_n до затрачуваної N_z характеризує загальний ККД η гідрообертача [2], який з урахуванням (4) і (5) можна представити рівнянням:

$$\eta = \frac{N_n}{N_z} = \frac{V_{zв} \cdot p_1 \cdot \eta_{zm} \cdot n_{zв} \cdot \eta_{об}}{V_{zв} \cdot n_{zв} \cdot p_1} = \eta_{zm} \cdot \eta_{об}. \quad (6)$$

З рівняння (4), з урахуванням рівнянь (1), (2) і (3) після перетворень, гідромеханічний ККД $\eta_{z..m}$ можна представити в наступному вигляді:

$$\begin{aligned}
\eta_{zm} = & \frac{M_u \cdot c}{R_u \cdot Z_u \cdot b \cdot e \cdot p_1 \cdot J_{np} \cdot k_1^2} (1 - \cos k_1 t) + \\
& + \frac{M_u \cdot m \cdot k_2^2 \cdot c}{R_u \cdot Z_u \cdot b \cdot e \cdot p_1 \cdot J_{z\delta} \cdot (k_1^2 - k_2^2) \cdot (m + J_{z\delta} + J_{np})} \times \\
& \times \left(\frac{1}{k_1^2} \cdot \cos k_1 t - \frac{1}{k_2^2} \cdot \cos k_2 t \right) + \\
& + \frac{M_u \cdot m \cdot c}{R_u \cdot Z_u \cdot b \cdot e \cdot p_1 \cdot J_{z\delta} \cdot k_1^2 \cdot (m + J_{z\delta} + J_{np})} + \frac{M_c}{R_u \cdot Z_u \cdot b \cdot e \cdot p_1}.
\end{aligned} \tag{7}$$

де R_u – радіус розташування центрів зубів шестірні;

Z_u – кількість зубів шестірні гідрообертача.

Гідромеханічний ККД гідрообертача визначається добутком механічного та гідравлічного ККД [2]

$$\eta_{z.m} = \eta_m \cdot \eta_z.$$

Механічний ККД η_m гідрообертача характеризується втратами на тертя між рухомими елементами витіскувальної і розподільної систем планетарного гідрообертача (циклоїдальний профіль витіскувальних елементів і торцеві поверхні розподільних елементів). Тому що, всі тертьові поверхні витіскувальних і розподільних елементів гідрообертача працюють з рясним мастилом (у «масляній ванні»), механічний ККД дорівнює $\eta_m = 0,92...0,96$, тобто механічні втрати становлять 4...8 % (розрахункове значення для серійного гідрообертача). Враховуючи, що значення гідромеханічного ККД серійного гідрообертача планетарного типу знаходяться в межах $\eta_{z.m} = 0,58...0,62$ (втрати становлять 38...42 %), тоді значення гідравлічного ККД, що характеризується втратами тиску робочої рідини при русі її по підвідних (відвідних) каналах і каналах в розподільній системі, для серійних гідрообертачів планетарного типу будуть знаходитися в межах $\eta_z = 0,60...0,63$ (гідравлічні втрати складають 37...40 %).

Об'ємний ККД гідрообертачів планетарного типу характеризується втратами витрати робочої рідини, зумовленими перетічками в робочих елементах (витіскувальна і розподільна системи). Об'ємний ККД для серійних планетарних гідрообертачів знаходиться у межах $\eta_{об} = 0,81...0,86$, тобто об'ємні втрати складають 14...19%.

У гідрообертачі планетарного типу об'ємні втрати визначаються
Машины і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

перетічками в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями елементів розподільної системи (шестерні і кришок) і дорівнюють відношенню геометричної витрати $Q_{z6.z} = Q_{z6} - Q_{z6.n}$ робочої рідини до дійсної Q_{z6} (витраті, що підводиться до гідрообертача):

$$\eta_{об} = \frac{Q_{z6} - Q_{z6.n}}{Q_{z6}} = 1 - \frac{Q_{z6.n}}{Q_{z6}}, \quad (8)$$

де Q_{z6} – дійсна витрата гідрообертача, яка дорівнює [12]:

$$\begin{aligned} Q_{z6}(t) = & R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{z6}(t) + C_{z6.y} \cdot p_1(t) + \\ & + C_{z6.n} \cdot [p_1(t) - p_{cl}(t)] + C_{z6} \cdot \frac{\omega_{z6}(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{cl}] + \\ & + \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{z6.m}) dp_1(t)}{2 \cdot E_{жс} dt}; \end{aligned} \quad (9)$$

де $\omega_{z6}(t)$ – кутова швидкість валу гідрообертача;

p_{cl} – тиск робочої рідини у зливній магістралі;

C_{z6} – коефіцієнт пропорційності;

$E_{жс}$ – об'ємний модуль пружності двухфазної робочої рідини;

$Q_{z6.n}$ – перетічки робочої рідини в торцевому зазорі гідрообертача, які дорівнюють [12]:

$$\begin{aligned} Q_{z6.n} = & 2\pi \cdot r \cdot h \cdot v_{cp} = \frac{2\pi \cdot r}{v} \cdot \left\{ \pm \frac{r \cdot v}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{1}{12r \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0}} \times \right. \\ & \times \left[-\frac{12h \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt}\right)^2 \pm \frac{3h^2 \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{10} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \right. \\ & \mp \frac{3R_{cp}^2 \cdot h^2}{5} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4 \cdot h}{140} \cdot \left(\frac{dh}{dt}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_n^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}}\right) + \\ & \left. \left. + \frac{3R_{cp}^2 \cdot h}{10} \cdot \left(\frac{dh}{dt}\right)^2 \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0} - \frac{h^3 \cdot (p_1 - p_{cl})}{\rho} \mp 3v \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02}) \right] \right\}, \end{aligned} \quad (10)$$

де v_{cp} – середнє значення швидкості течії робочої рідини в зазорі

R_n^0 – внутрішній радіус напрямної;

R_{yn}^0 – зовнішній радіус ущільнення;

R_{cp} – радіус, на якому тиск робочої рідини між площинами, що

виникає за рахунок швидкості $\frac{dh}{dt}$ та прискорення $\frac{d^2h}{dt^2}$, має

екстремальне значення.

Підставивши у рівняння (8) рівняння (9) і (10), після перетворень отримаємо рівняння для визначення об'ємного ККД в розподільній системі гідрообертача планетарного типу:

$$\begin{aligned} \eta_{об} = & 1 - \frac{2\pi \cdot r}{v} \cdot \left[R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{zб}(t) + C_{zб,y} \cdot p_1(t) + \left(C_{zб,n} + C_{zб} \cdot \frac{\omega_{zб}(t)}{E_{жс}} \right) \times \right. \\ & \times \left[p_1(t) - p_{ст}(t) \right] + \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{zб,m}) dp_1(t)}{2 \cdot E_{жс}} \left. \right]^{-1} \cdot \left\{ \pm \frac{r \cdot v}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + \right. \\ & + \frac{1}{12r \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0}} \cdot \left[-\frac{12h \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \frac{3h^2 \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{10} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \right] \\ & \left. \mp \frac{3R_{cp}^2 \cdot h^2}{5} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4 \cdot h}{140} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_n^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}} \right) + \frac{3R_{cp}^2 \cdot h}{10} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \times \right. \\ & \left. \times \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0} - \frac{h^3 \cdot (p_1 - p_{ст})}{\rho} \pm 3v \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02}) \right\}. \end{aligned} \quad (11)$$

Якщо механічний і об'ємний ККД планетарного гідрообертача можна визначити розрахунковим і експериментальним шляхами, то зважаючи на складність підвідних (відвідних) каналів планетарних гідрообертачів, їх конфігурації, форми перетину і протяжності, гідравлічний ККД розрахувати дуже важко. У цьому зв'язку необхідне проведення параметричних досліджень зміни гідравлічного ККД планетарного гідрообертача з урахуванням розроблених математичних моделей, за наявності конкретних вихідних умов моделювання, обмежень і припущень.

Висновки. Дослідження ККД гідравлічних обертачів планетарного типу показало, що їх механічний і об'ємний ККД можна визначити розрахунковим шляхом, а зважаючи на складність підвідних (відвідних) каналів планетарних гідрообертачів, їх конфігурації, форми пе-

ретину і протяжності, гідравлічний ККД розрахувати дуже важко. Тому необхідне проведення параметричних досліджень зміни гідравлічного ККД з урахуванням геометрії проточних частин розподільної системи безпосереднього типу планетарного гідрообертача.

Література:

1. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.
2. *Баишта Т.М.* Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для ВТУЗов / *Т.М. Баишта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.* – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.: ил.
3. *Сергеев С.Т.* Исследования КПД высокомоментных планетарных гидромашин / *С.Т. Сергеев, Ф.Н. Ерасов, В.П. Старожук* // Детали машин, 1973. – №17. – С. 44-49.
4. *Волошина А.А.* Визначення об'ємних витрат торцевої розподільної системи планетарної гідромащини / *А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, І.І. Мілаєва* // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2000. – Вип.2. – Т.17. – С. 95-102.
5. *Волошина А.А.* Влияние конструктивных особенностейраспределительных систем навыходные характеристики планетарных гидромашин / *А.А. Волошина*// Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.5. – С. 3-9.
6. *Городецкий К.И.* Механический КПД объемных гидромашин / *К.И. Городецкий* // Вестник машиностроения, 1977. – №7. – С. 19-23.
7. *Панасенко С.М.* Объемные потери торцового распределения аксиально-поршневой гидромашини гидропривода трансмиссии трактора / *С.М.Панасенко*//Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. – Харьков, 1999. – С. 113-120.
8. *Панченко А.И.* Определение потерь в гидромоторах, применяемых в приводах активных рабочих органов сельхозмашин / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, В.К. Кумпан, П.В. Обернихин* //Вісник ХДТУСГ. – Харьков, 2003. – Вип.17. – С. 259-264.
9. *Панченко А.И.*Влияние потерь на функциональные характеристики планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Е.Б. Грингауз*// Труды ТГАТА. – Мелітополь, 1999. – Вип.2. – Т.10. – С.75-80.
10. *Панченко А.И.* Исследование КПД планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько*// Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: Матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конференції (Черкаси, 17-20 квітня 2012 року). – Черкаси, 2012. – С. 151.

11. *Панченко А.И.* Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько*//MOTROL. – 2014.– Vol. 16. – No5. – P. 293-298.

12. *Волошина А.А.*Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа / *А.А. Волошина*// Наукові праці Південного філіалу НУБіП України «Кримський агротехнологічний університет». Серія: Технічні науки. – Сімферополь, 2013. – С. 203-212.

ИССЛЕДОВАНИЕ КПД ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Волошина А.А.

Аннотация—работа посвящена исследованию гидравлического, механического и объемного КПД гидравлических вращателей планетарного типа с целью улучшения их выходных характеристик.

RESEARCH OF PLANETARY HYDRAULIC ROTATORS EFFICIENCY

Voloshina A.

Summary

The work is devoted to research of hydraulic, mechanical and volumetric efficiency of planetary hydraulic rotators in order to improve their output characteristics.