

УДК 626.843

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОТУРБІННОГО ПРИВОДУ ДОЩУВАЛЬНОЇ МАШИНИ КРУГОВОЇ ДІЇ\*

---

А.В. АНТОНЮК

Інститут водних проблем і меліорації НААН

*Обґрунтовано доцільність застосування для пересування дощувальних машин кругової дії при зрошуванні замість дизельного двигуна гідротурбінного приводу, який працює, використовуючи енергію потоку і тиску зрошувальної води.*

**Ключові слова:** дощувальна машина, гідротурбінний привід, гідронасос, електрогенератор, витрата води, потужність

**Проблема та її актуальність.** Енергетичний блок, який забезпечує роботу приводу візків сучасних дощувальних машин кругової дії, має в складі дизельний двигун, механічно з'єднаний з електрогенератором або гідронасосом. У першому випадку електрогенератор забезпечує подавання електроенергії напругою 380/220 V для роботи електричних двигунів опорних візків машини. У другому випадку гідравлічний насос з бака об'ємом 100 літрів подає під тиском 8,0–10,0 МПа спеціальну гідравлічну рідину для роботи гідромоторів, встановлених на колесах опорних візків. Більшість фірм виготовляють енергетичний блок укомплектований дизельним двигуном з генератором і лише декілька фірм постачають енергетичний блок дизельного двигуна з гідравлічним насосом.

---

\* Науковий керівник – д.т.н., професор Гринь Ю.І.

Перспективним напрямом розвитку сучасної дощувальної техніки є збереження водних ресурсів і енергетичних витрат при зрошенні, у першу чергу дизельного палива і електроенергії. Отже, застосування альтернативних джерел енергії замість дизельного палива при роботі систем зрошення, зокрема для привода візків дощувальних машин, є одним з перспективних шляхів заощадження енергоресурсів і підвищення ефективності зрошення при використанні дощувальних машин.

**Завдання і методи досліджень.** Провести дослідження гідротурбінного приводу дощувальних машин кругової дії на макетних зразках та визначити його електричні та гідромеханічні параметри.

Дослідження гідротурбінного приводу проведено на спеціальному лабораторному стенді, який забезпечував параметри робочого тиску і витрати води, наближені до реальних параметрів дощувальних машин кругової дії.

**Результати досліджень.** Потужність на валу гідротурбіни, яка необхідна приводу генератора або гідравлічного насоса для пересування дощувальної машини, залежно від діючого тиску і витрати води, визначається за відомою формулою:

$$N_T = 9,81 Q \Delta h_T \eta_T, \text{ кВт}, \quad (1)$$

де  $Q$  – витрата води через гідротурбіну,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\Delta h_T$  – втрати тиску води на гідротурбіні,  $\text{м}$ ;  $\eta_T$  – коефіцієнт корисної дії гідротурбіни і механічної передачі.

Загальна потужність  $N_{зп}$ , необхідна для пересування дощувальної машини на визначеному рельєфі поля, визначається за формулою [1]:

$$N_{зп} = \frac{F_T V}{102 \cdot g}, \text{ кВт}, \quad (2)$$

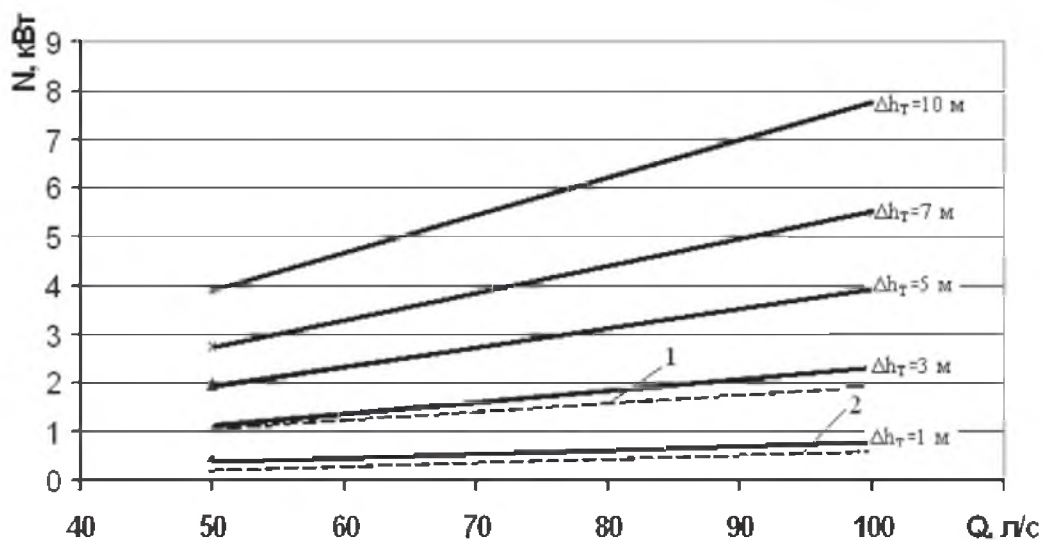
де  $F_T$  – сила тяги для пересування машини,  $\text{Н}$ ;  $V$  – середня швидкість пересування дощувальної машини,  $\text{м}/\text{с}$ ,  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,8 \text{ м}/\text{с}^2$ .

Результат розрахунку потужності, необхідної для пересування дощувальних машин кругової дії різних модифікацій, наведено у табл. 1. Розрахунки  $F_T$  проводили виходячи з умов, що максимальний похил поля  $i = 0,02$ , швидкість руху, яка відповідає поливній нормі  $M = 100 \text{ м}^3/\text{га}$ , становить  $2,0 \text{ м}/\text{хв}$ , коефіцієнт опору перекочуванню –  $0,2$ .

**1. Максимальна загальна потужність, необхідна для пересування дощувальних машин різних модифікацій за поливної норми  $100 \text{ м}^3/\text{га}$**

Довжина $L$ , м	Зрошувана площа $S$ , га	Витрата $Q$ , л/с	Робочий тиск $P$ , Па	Маса $m$ , кг	Потужність $N$ , кВт
503,0	82,1	88	0,43	34100	2,63
443,2	64,0	77	0,35	30000	2,06
383,4	48,1	67	0,29	25900	1,89
323,0	34,5	57	0,24	21900	1,74
263,5	23,2	46	0,21	17900	1,46
203,6	14,1	36	0,19	13800	1,20

За різних втрат тиску на турбіні  $\Delta h_T$  і витрат води  $Q$ , використовуючи формулу (1), визначено діапазон потужностей  $N_1$ , які можна отримати на валу гідротурбіни та, використовуючи формулу (2), – діапазон потужностей  $N_2$ , необхідних для пересування дощувальних машин різних модифікацій за мінімальної і максимальної поливної норми  $m$  (рис. 1).



**Рис. 1. Діапазон змін потужностей, які можливо отримати на валу гідротурбіни, і потужностей, необхідних для пересування дощувальної машини:**

— дані розрахунку  $N_1$  за формулою (1); - - - дані розрахунку  $N_2$  за формулою (2); 1 –  $m = 100 \text{ м}^3/\text{га}$ ; 2 –  $m = 600 \text{ м}^3/\text{га}$ ;  $Q$  – витрата води дощувальної машини л/с;  $\Delta h_T$  – втрата тиску на гідротурбіні, м

Як бачимо з рис. 1, енергії потоку і тиску зрошувальної води для всіх модифікацій дощувальних машин з витратами від 50 до 100 л/с достатньо для отримання потужності, необхідної для пересування машини за допомогою гідротурбінного привода. Таким чином, використання

енергії потоку зрошувальної води в трубопроводі на вході дощувальної машини з гідротурбінним приводом, як джерела живлення електроприводу або гідроприводу для переміщення опорних візків за допомогою гідротурбінного привода чи гідравлічного насоса, потребує додаткового підвищення тиску у зрошувальній мережі до 10 м, з врахуванням можливих втрат тиску на з'єднаннях, і забезпечення запасу енергії потоку води. У цьому випадку гідротурбінний привід при витраті води від 50 до 100 л/с і  $\eta_T = 0,7$  може забезпечити потужність у межах 4–8 кВт.

У лабораторії Кам'янсько-Дніпровської дослідної станції розроблено і виготовлено макетний зразок гідротурбінного привода й експериментальний стенд для його випробовувань з гідравлічним насосом і електрогенератором відповідно до принципової схеми застосування на багатоопорних дощувальних машинах кругової дії замість дизельного двигуна [2, 3]. У першому випадку насос подає робочу рідину під тиском по гідравлічній системі до одного або кількох гідромоторів приводу візків дощувальної машини. У другому випадку напруга від електрогенератора кабелем передається на електромотори приводу візків дощувальної машини та в систему освітлення обладнання.

Принципову схему експериментального стенда для випробовувань гідротурбінного привода з гідравлічним насосом наведено на рис. 2.

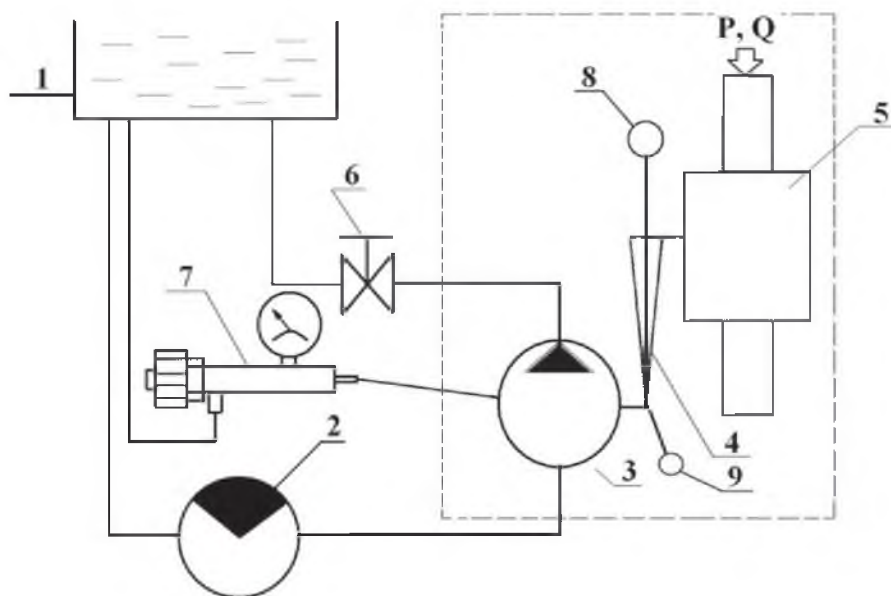
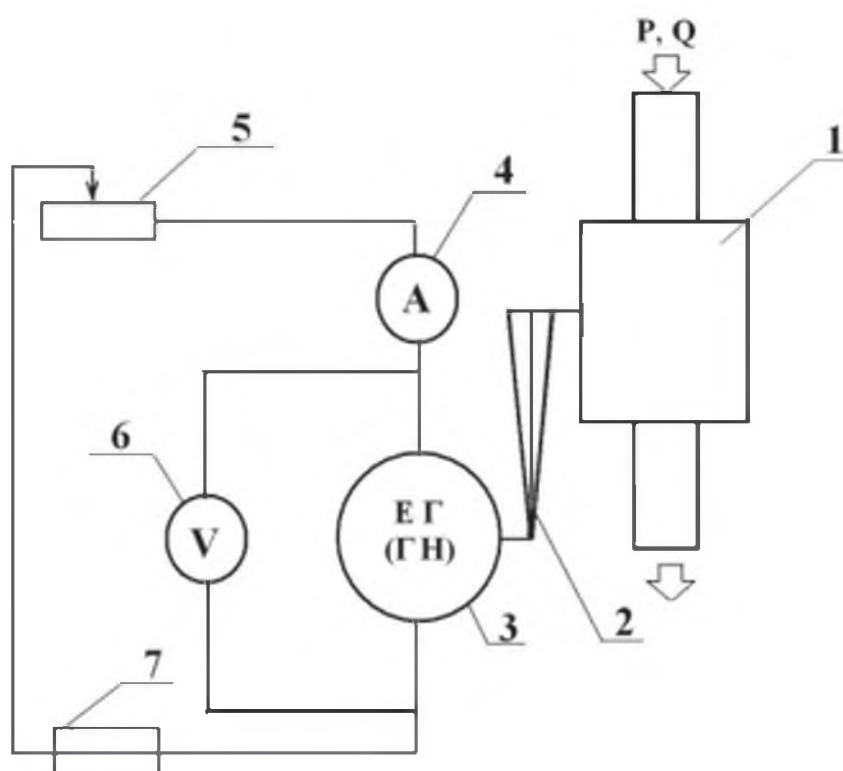


Рис. 2. Схема гідротурбінного приводу з гідравлічним насосом: 1 – ємкість з робочою гідравлічною рідиною; 2 – гідромотор Г15-23Р; 3 – насос НШ-10; 4 – клиноремінна передача; 5 – гідротурбіна; 6 – кран; 7 – КИ-5473; 8, 9 – тахометри;  $P$ ,  $Q$  – відповідно тиск та витрата води на вході в гідротурбіну

В якості гідротурбінного привода було застосовано гідротурбіну, яка використовувалася для намотування шланга на барабан дощувальної установки «Сігма». Гідротурбіну через ремінну передачу було з'єднано з гідравлічним насосом НШ-10 з тиском до 16 МПа і витратою гідравлічної рідини 0,22 л/с. Ще один з основних елементів схеми – витратомір КИ-5473 з тиском до 20 МПа і витратою гідравлічної рідини до 1,5 л/с. Тиск гідравлічної рідини у системі приводив у дію гідромотор марки Г15-23Р з тиском до 6,3 МПа.

Принципову схему гідротурбінного приводу з електрогенератором наведено на рис. 3



**Рис. 3. Схема гідротурбінного приводу з використанням електрогенератора:**

1 – гідротурбіна; 2 – клиноремінна передача; 3 – електрогенератор; 4 – амперметр; 5 – регулятор навантаження; 6 – вольтметр; 7 – запобіжник;  $P, Q$  – відповідно тиск та витрата води на вході в гідротурбіну

Основними елементами схеми є гідротурбіна і електрогенератор 960.3701, здатний забезпечити стабільну напругу до 28 В і потужність 1,26 кВт.

За результатами досліджень, отримано гідравлічну характеристику турбіни та її потужність за різних витрат води (див. рис. 4).

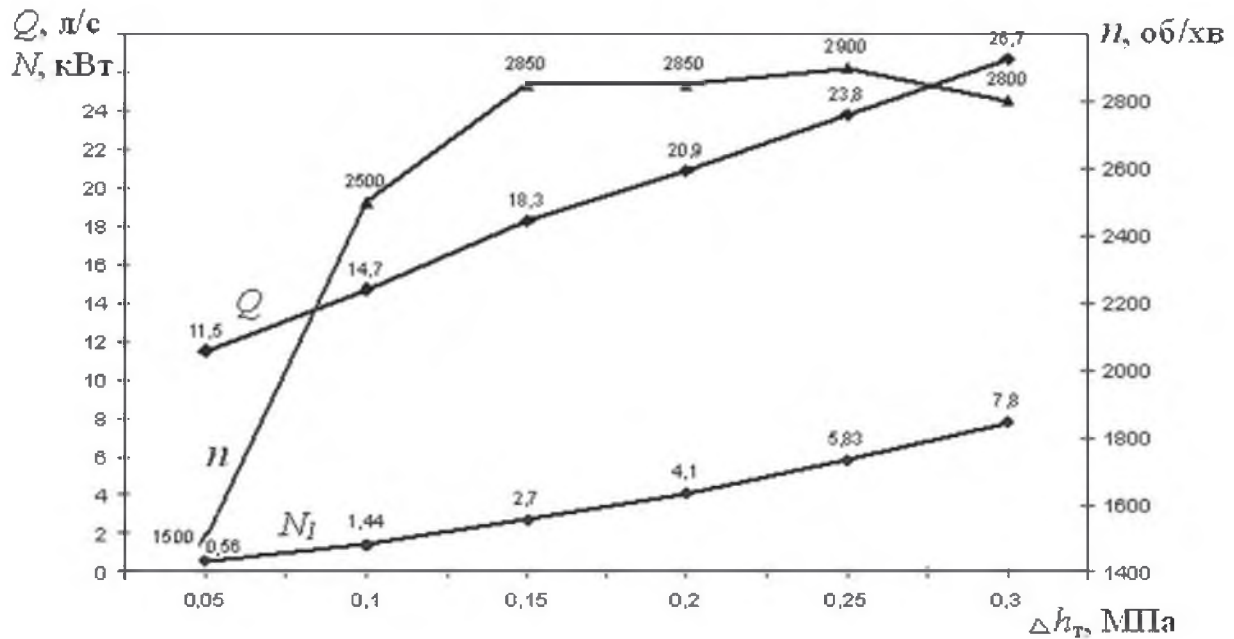


Рис. 4. Робочі характеристики гідротурбіни:

$Q$  – витрата води через гідротурбіну, л/с;  $n$  – кількість обертів, об/хв;  $N_1$  – корисна потужність, кВт;  $\Delta h_t$  – втрата тиску на гідротурбіні, МПа

Як бачимо з рис. 4, гідротурбіна стабільно працює за втрати тиску від 0,1 до 0,3 МПа, має максимальну витрату води 26,7 л/с і корисну потужність до 7,8 кВт.

Для даного типу турбіни отримано функціональні залежності, у яких співвідношення потужності і витрати води є прямо пропорційне, але коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) цієї турбіни низький, що обумовлено конструкцією її робочого колеса (невелика площа поверхні лопаток). Також встановлено, що дана турбіна розрахована для роботи на великих обертах, тому для застосування турбіни з таким типом робочого колеса було використано знижуючий редуктор (клиноремінну передачу), що призвело до зменшення її к.к.д.

У результаті проведених випробовувань гідротурбінного привода з гідравлічним насосом визначено фактичні параметри гідравлічного насоса НШ-10: витрату гідравлічної рідини  $Q_H$  (л/с), корисну потужність гідротурбіни  $N_1$  (кВт), коефіцієнт корисної дії  $\eta_T$  за зміни робочого тиску гідравлічної рідини та різних обертів гідротурбіни  $n$  (об/хв) (табл. 2).

## 2. Параметри гідравлічного насоса з приводом від гідротурбіни

Тиск гідравлічної рідини насоса $P_H$ , МПа	Витрата гідравлічної рідини насоса $Q_H$ , л/с	Витрата води через гідротурбіну $Q$ , л/с	Кількість обертів гідротурбіни/насоса $n$ , об/хв.	Втрата тиску на гідротурбіні $\Delta h_T$ , МПа	Корисна потужність гідротурбіни $N_1$ , кВт	Коефіцієнт корисної дії $\eta_T$
1,2	0,142	11,5	1500/848	0,05	0,170	0,3
2,5	0,195	14,7	2500/1325	0,1	0,555	0,38
3,8	0,222	18,3	2850/1510	0,15	0,847	0,31
4,1	0,226	20,9	2850/1510	0,20	0,914	0,22
4,5	0,258	23,8	2900/1537	0,25	1,161	0,20
4,9	0,263	26,7	2800/1484	0,30	1,22	0,16

При випробуваннях гідротурбінного приводу з використанням електрогенератора визначено:

– витрату води через гідротурбіну, тиск, крутні моменти за різної кількості обертів гідротурбіни, її потужність (табл. 3);

– показники електроенергії, виробленої електрогенератором, що застосовується, залежно від зміни тиску води на гідротурбіні (табл. 4).

## 3. Гідромеханічні параметри, отримані під час випробувань гідротурбінного приводу з електрогенератором

Витрата води через гідротурбіну $Q$ , л/с	Втрата тиску на гідротурбіні $\Delta h_T$ , МПа	Крутний момент $M$ , Н/м $n = 500$ об/хв.	Крутний момент $M$ , Н/м $n = 1500$ об/хв.	Корисна потужність гідротурбіни $N_1$ , кВт	Загальний к.к.д. гідротурбінного приводу $\eta_T$
11,5	0,05	3,26	1,08	0,170	0,30
14,7	0,10	3,8	1,26	0,198	0,14
18,3	0,15	9,05	3,0	0,472	0,17
20,9	0,20	17,6	5,86	0,921	0,22
23,8	0,25	20,3	6,7	1,06	0,18
26,7	0,30	26,1	8,6	1,36	0,17

#### 4. Електричні параметри, отримані під час випробувань гідротурбінного приводу з електрогенератором

Втрата тиску на гідротурбіні $\Delta h_T$ , МПа	Кількість обертів валу гідротурбіни/генератора $n$ , об/хв	Сила струму, А	Напруга, В	Потужність генератора $N_G$ , кВт
0,05	1600/848	6,5	26,1	0,170
0,10	2450/1298	7,0	26,1	0,198
0,15	2850/1510	18,1	26,1	0,472
0,20	3600/1908	35,3	26,1	0,921
0,25	4100/2173	40,8	26,1	1,06
0,30	4750/2530	52,1	26,1	1,36
0,35	5000/2540	52,3	26,1	1,37

Під час випробувань було встановлено, що при використанні енергетичної установки як із електрогенератором, так і з гідравлічним насосом потрібен регулятор тиску води на вході в турбіну для забезпечення стабільних обертів турбіни.

**Висновки.** 1. Досліджено макетний зразок гідротурбінного приводу з максимальною пропускною спроможністю турбіни 26,7 л/с і робочим тиском до 0,35 МПа та визначено спроможність стабільної роботи приводу гідравлічного насоса з корисною потужністю 1,22 кВт і електрогенератора з корисною потужністю 1,36 кВт.

2. Для застосування гідротурбінного приводу на дощувальних машинах кругової дії довжиною до 500 м необхідно використовувати спеціальну повнопрохідну турбіну з пропускною спроможністю 40-100 л/с і робочим тиском до 0,6 МПа, які мають  $\eta_T \leq 0,7$ .

1. *Гринь Ю.И.* Расчет конструктивных параметров дождевальных машин / Ю.И. Гринь, Н.В. Кондрашова // Мелиорация и водное хозяйство. – 1992. – Вып. 77. – С. 63-69.

2. *Патент України* на корисну модель № 37341. Дощувальна машина / Ю.І. Гринь, О.А. Рева. – Опубл. в Бюл. – 2008. – № 22.

3. *Патент України* на корисну модель № 44475. Багатоопорна дощувальна машина / Ю.І. Гринь, О.А. Рева, В.В. Бабіцький. – Опубл. в Бюл. – 2009. – № 19.



*Обоснована целесообразность применения для передвижения дождевальных машин кругового действия при орошении вместо дизельного двигателя гидротурбинного привода, который работает, используя энергию потока и давления оросительной воды.*

*It is grounded the practicability of use of a hydraulic turbine drive that operates using flow energy and pressure of irrigated water instead of a diesel engine for moving circular sprinkling-machines when using irrigation.*