

УДК 621.224

О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук, Є.С. КРУПА, аспірант,
В.Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, канд. техн. наук

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків, Україна*

РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛОПАТЕВИХ СИСТЕМ РОБОЧИХ КОЛІС ЗДВОЄНОГО КАПСУЛЬНОГО ПРЯМОТОЧНОГО ГІДРОАГРЕГАТУ

В данной работе представлены результаты численного исследования течения жидкости в проточной части сдвоенного гидроагрегата капсульного типа. С использованием программы для расчета двухмерных течений рассчитаны кинематические характеристики рабочих колес и построены балансы потерь энергии в их лопастных системах.

In this work the results of numeral research of flow of liquid are presented in running part of the dual hydrounit of capsule type. With the use of the program for the calculation of a bidimensional flows kinematics descriptions of drivings wheels are expected and balances of losses of energy are built in their blade systems.

1. Вступ

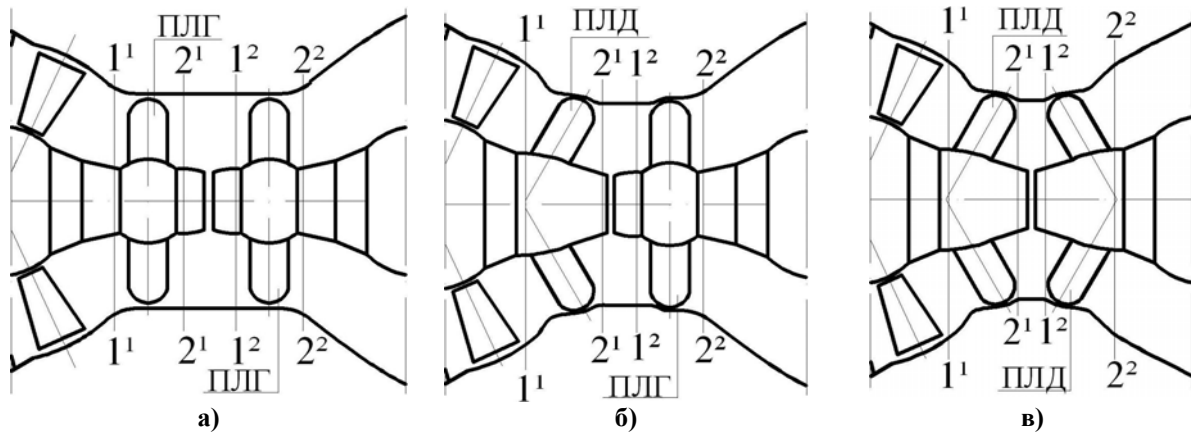
Застосування схем гідротурбін із співвісними робочими колесами протилежного обертання відкриває перед здвоюванням робочих коліс нові перспективи. Послідовне співвісне розташування робочих коліс одного за іншим можливо при одному направляючому апараті або зовсім без направляючого апарату і при одній відсмоктувальній трубі. Крім того, при обертанні співвісних робочих коліс в протилежні сторони створюються передумови до найвигіднішого гідродинамічного режиму їх роботи і значного збільшення коефіцієнта швидкохідності агрегату, вищого, ніж при звичайному здвоюванні гідротурбін.

Принцип співвісного послідовного розташування двох робочих коліс з обертанням в протилежні сторони знайшов застосування і добре зарекомендував себе в суднобудуванні і авіації (тандем-пропелери), в області вітрогенераторів. Тому він може бути успішно застосований також і в прямоочних гідротурбінах надвисокої швидкохідності; швидкохідних і тихохідних, з діагональним або радіальним направляючими апаратами, осьовим і діагональним колесами, зігнутою або прямоосною відсмоктувальною трубою [1].

Використання здвоєного прямоочного гідроагрегата із системою регулювання з потрібною комбінаторною залежністю між відкриттям напрямляючого апарату і кутами розвороту лопатей робочих коліс гідротурбін (послідовне двоступінчасте створення і спрацювання напору і моменту кількості руху), дозволяє істотно підвищити середньо-експлуатаційні показники, розширити зони експлуатації по напорах і витратах, підвищити ККД, і дає можливість застосування прямоочної схеми на більш високі напори. Крім того, даний гідроагрегат дозволяє одержати більшу потужність при менших габаритах блоку ГЕС у плані, у порівнянні з двома паралельно працюючими агрегатами поворотного-лопатевого типу [2]. Опис конструкції та принцип роботи здвоєного прямоочного гідроагрегату приведено в [2, 3].

2. Проектування лопатевих систем робочих коліс з двоєного прямооточного гідроагрегату

В проточній частині з двоєного гідроагрегата встановлено дві турбіни діагонального або осьового типу, вали яких розміщені горизонтально (рис. 1). Вибір компоновки визначається величиною напору на який проектується гідроагрегат (табл.). В даній роботі розглядається варіант з двома турбінами осьового типу – перша турбіна капсульна осьового типу ПЛГ-25, друга – капсульна осьового типу ПЛГ-15 (рис. 1а).



а – два осьових колеса; б – діагональне та осьове колеса; в – два діагональних колеса

Рис. 1. Схема компоновок робочих коліс та розрахункові перетини з двоєного прямооточного гідроагрегату

Таблиця. Діапазони напорів для різних компоновок розміщення робочих коліс

Схема	а	б	в
Діапазон напорів, м	40–75	75–180	180–320

Проектування лопатєвої системи робочого колеса і чисельне дослідження її характеристик здійснюється шляхом сумісного рішення оберненої та прямої задач обтікання решіток профілів, що базуються на прийнятих моделях течії, гідравлічних втрат і геометричної моделі робочого колеса [4, 5].

Кожна ГЕС характеризується такими даними як напір, потужність, синхронна частота обертання, витрата тощо. Використовуючи формули подібності, ці параметри можна звести до двох: приведеної витрати Q'_1 і приведеної частоти обертання n'_1 . Відношення циркуляцій, що спрацьовується на першому та другому робочих колесах визначається основним рівнянням гідротурбін [4]:

$$(\Delta V_u r)_1 = \frac{\eta_{r1} g H_1}{\omega_1}; \tag{1}$$

$$(\Delta V_u r)_2 = \frac{\eta_{r2} g H_2}{\omega_2}. \tag{2}$$

Так як $\eta_{r1} = \eta_{r2}$, то

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{H_1}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_2}{H_2}. \quad (3)$$

Кутова швидкість обертання робочих коліс дорівнює

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30}. \quad (4)$$

Підставивши вираз (4) в (3) отримаємо

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{H_1}{H_2} \cdot \frac{n_2}{n_1}. \quad (5)$$

Згідно рівнянню балансу потужності

$$N_{ri} = \gamma Q_i H_i \Rightarrow H_i = \frac{N_{ri}}{\gamma Q_i}. \quad (6)$$

Підставивши вирази (4) та (6) в (3) отримаємо

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{N_{r1}}{N_{r2}} \cdot \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{n_2}{n_1}. \quad (7)$$

Ці величини є вхідними даними при проектуванні лопатевих систем робочих коліс гідротурбін [6].

Закрутки потоку перед і за робочими колесами визначено згідно рівнянню Ейлера

$$(V_u r)_1^{(1)} - (V_u r)_2^{(1)} = \frac{\eta_r g H^{(1)}}{\omega^{(1)}}, \quad (8)$$

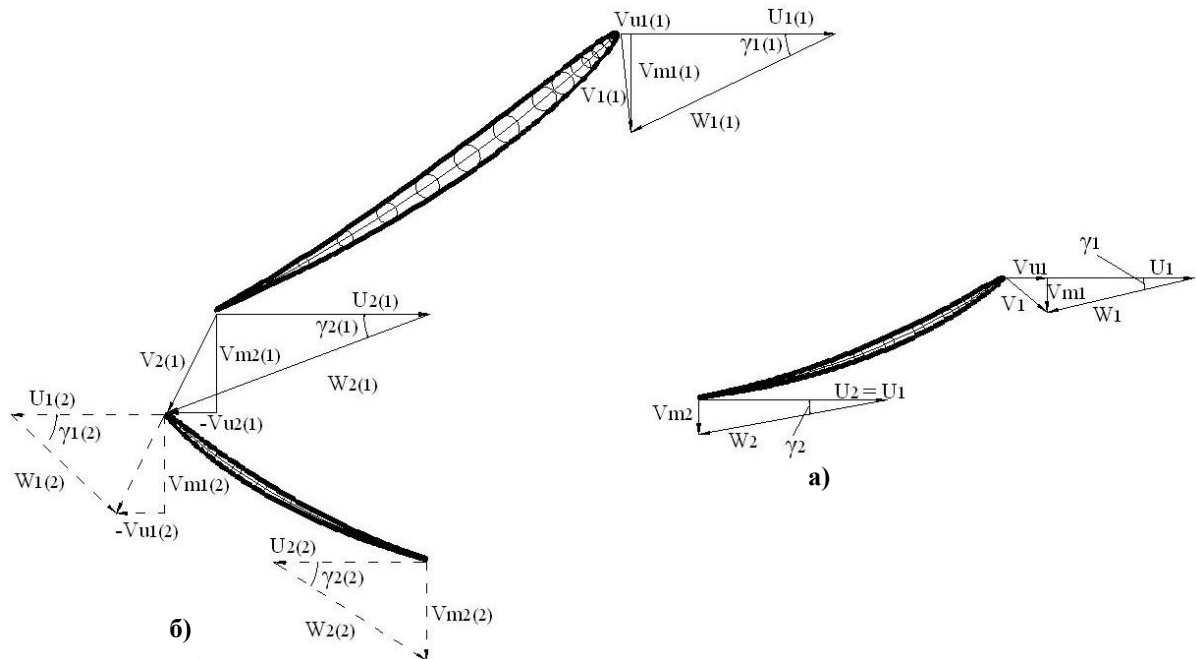
у припущенні, що на виході з другого колеса закрутка потоку рівна нулю, тобто

$$(V_u r)_2^{(2)} = 0. \quad (9)$$

Так як робочі колеса обертаються в різні сторони, і після першого робочого колеса має місце від'ємна закрутка потоку, то рівняння (8) буде мати вигляд

$$(V_u r)_1^{(1)} + (V_u r)_2^{(1)} = \frac{\eta_r g H^{(1)}}{\omega^{(1)}}. \quad (10)$$

По результатам розрахунків було побудовано трикутники швидкостей на вході та виході лопатевих систем здвоєного капсульного гідроагрегату (рис. 2).



а – горизонтальна гідротурбіна з циркуляцією на вході;
б – здвоєний прямоточний гідроагрегат з циркуляцією на вході

Рис. 2. Поле середніх швидкостей горизонтальної гідротурбіни та здвоєного прямоточного гідроагрегату

Профільювання лопатевих систем робочих коліс виконується за допомогою методу розподілених вихорів (метод Лесохіна) [4]. Даний метод, разом з іншими, широко використовується в практиці розрахунку осевих робочих коліс насосів і гідротурбін [5, 6].

3. Аналіз розрахунків обтікання лопатевих систем робочих коліс

Для оцінки енергетичних, кавітаційних, ерозійних та ін. показників лопатевих систем робочих коліс, що проектується, на різних режимах роботи розрахунковим шляхом визначають значення епюри швидкостей та тиску на лопатях робочого колеса.

В даній роботі розрахунок обтікання середніх решіток лопатевих систем робочих коліс на прийнятій поверхні току і режимі роботи ($Q'_1 - n'_1$) вівся по методу ЦКТІ [7].

По даним розрахунку обтікання лопатевих систем (по значенням і епюрам відносної швидкості $W(S)$ (рис. 3) та коефіцієнту тиску $\bar{p}(S)$ (рис. 4) на лицьовій та тильній стороні лопаті) на прийнятому режимі було визначено:

- параметри пограничних шарів на лицьовій та тильній сторонах лопаті та профільні втрати;
- кути атаки, ударні втрати та вірогідність відриву потоку на тильній/лицьовій поверхні лопаті на різних режимах;
- циркуляційні втрати;
- побудовано баланс втрат енергії в лопатевих системах на прийнятих режимах роботи ($Q'_1 - n'_1$) (рис. 5).

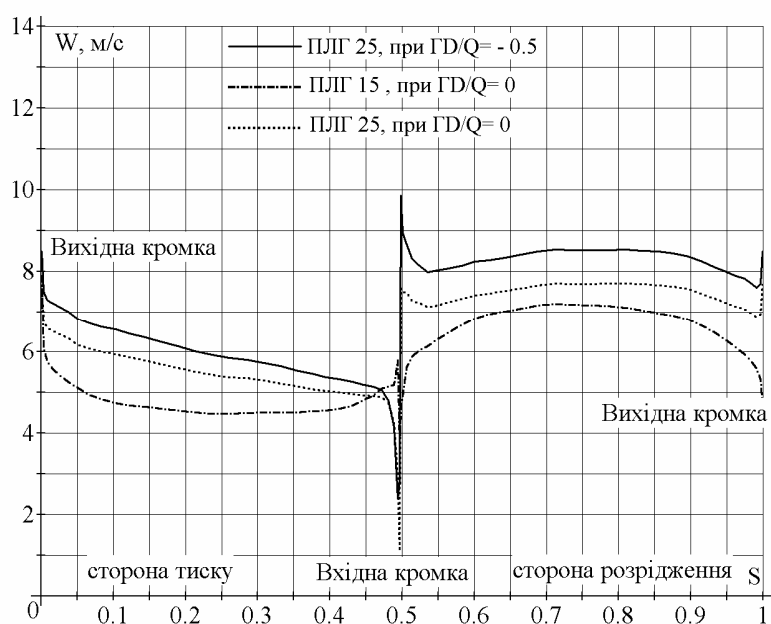


Рис. 3. Графік розподілу відносної швидкості по поверхні середнього профілю робочих коліс

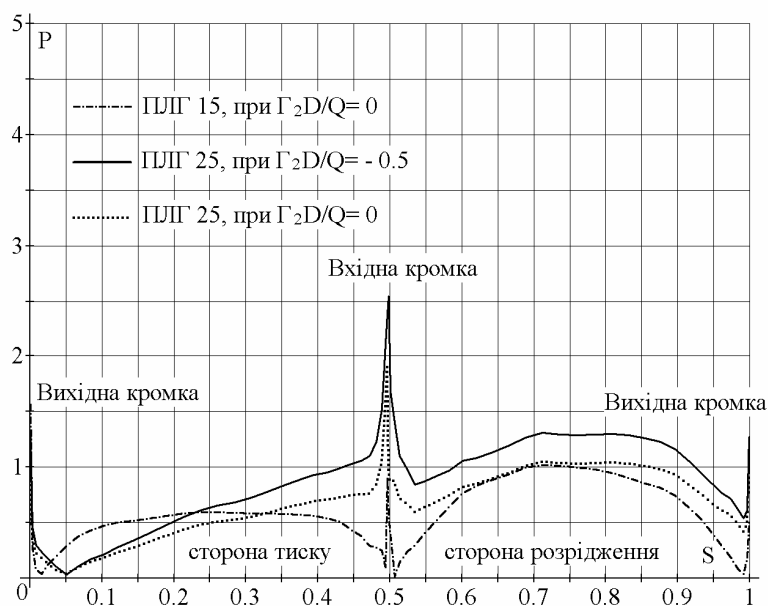


Рис. 4. Графік розподілу коефіцієнту тиску по поверхні середнього профілю робочих коліс

У робочому колесі осереднені сумарні гідравлічні втрати $\bar{h}_{\text{сум}}$ визначалися як сума усереднених по витраті профільних $\bar{h}_{\text{пр}}$, циркуляційних $\bar{h}_{\text{ц}}$, ударних $\bar{h}_{\text{уд}}$ втрат

$$\bar{h}_{\text{сум}} = \bar{h}_{\text{пр}} + \bar{h}_{\text{ц}} + \bar{h}_{\text{уд}}. \quad (11)$$

Дискові, кромкові та об'ємні втрати в даній роботі не враховувалися.

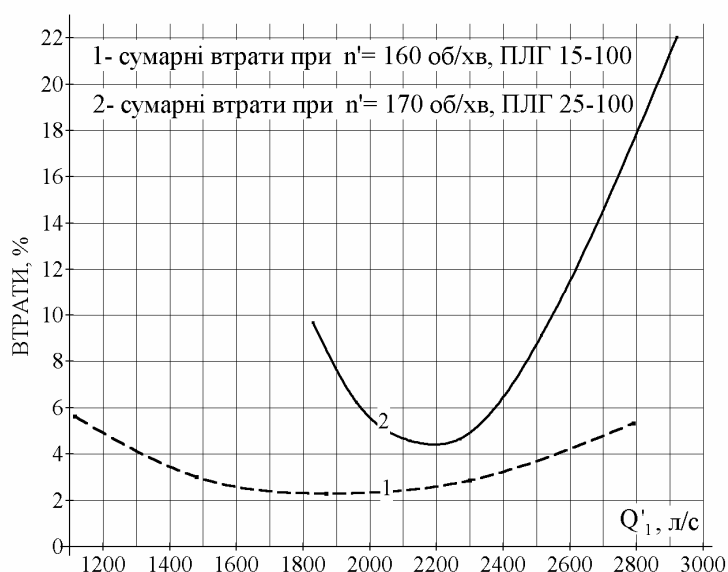


Рис. 5. Сумарні втрати енергії в лопатевих системах ПЛГ 25-100 та ПЛГ 15-100

Висновки

1. Проведено огляд і аналіз можливостей просування горизонтальних гідротурбін на високі напори. Обґрунтовано співвідношення вибраних режимних параметрів робочих коліс, від величини циркуляції, що спрацьовується.
2. Розглянуті схеми компоновки робочих коліс в залежності від напору.
3. Проведені розрахункові дослідження лопатевих систем робочих коліс дозволили отримати кінематичні характеристики потоку на вході та виході із лопатевих систем та побудувати графік сумарних втрат при $n_1' = \text{const}$.

Література

1. Семенов В.В. Прямоточные гидротурбоагрегаты высокой и сверхвысокой быстроходности. – М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1959.
2. Патент на винахід № 76872 МПК F03 В 13/06, 13/08, 13/10, 13/16. Здвоєний прямотечійний гідроагрегат / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов, 2006.
3. Потетенко О.В. Дослідження робочого процесу здвоєного капсульного прямоточного гідроагрегату / О.В. Потетенко, Є.С. Крупа, В.Е. Дранковський // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2008. – 6/5(36). – С. 30-34.
4. Гутовский Е.В. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е.В. Гутовский, А.Ю. Колтон. – Л.: Машиностроение, 1974.
5. Этинберг И.Э. Гидродинамика гидротурбин / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978.
6. Сви́нарев Г.А. Горизонтальные капсульные гидротурбины осевого типа / Г.А. Сви́нарев, А.А. Меловцов. – Киев: Наукова думка, 1969.
7. Раухман Б.С. Расчет обтекания пространственных решеток профилей с программированием на ЭВМ. РТМ. 24.023.21. –Л.: ЦКТИ, 1972.

© Потетенко О.В., Крупа Є.С., Дранковський В.Е., 2009