



УКРАЇНА

(19) UA (11) 87386 (13) C2
(51) МПК
F03B 3/06 (2007.01)
F03B 3/12 (2009.01)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) РОБОЧЕ КОЛЕСО ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОМАШИНИ

1

(21) а200713551

(22) 04.12.2007

(24) 10.07.2009

(46) 10.07.2009, Бюл.№ 13, 2009 р.

(72) ВЕРЕМЕСНКО ІГОР СТЕПАНОВИЧ, ГЛАДИШЕВ СЕРГІЙ ВІКТОРОВИЧ, ВАПНИК БОРИС КИРИЛОВИЧ, БИКОВ АДOLF ОЛЕКСІЙОВИЧ, ШИЛОВ ВАЛЕРІЙ ПАВЛОВИЧ

(73) ВЕРЕМЕСНКО ІГОР СТЕПАНОВИЧ, ГЛАДИШЕВ СЕРГІЙ ВІКТОРОВИЧ, ВАПНИК БОРИС КИРИЛОВИЧ, БИКОВ АДOLF ОЛЕКСІЙОВИЧ, ШИЛОВ ВАЛЕРІЙ ПАВЛОВИЧ

(56) Справочник конструктора гидротурбин /под ред. Н.Н. Ковалева/. - Л.: Машиностроение. - 1971. - С. 10-12, таблица 1.3; с. 19, рис. 1.8.

Справочник по гидротурбинам /под ред. Н.Н. Ковалева/. - Л.: Машиностроение. - 1984. - С. 30-31, рис. 1.24, таблица 1.4; с. 93-94.

Ковалев Н.Н. Гидротурбины. - Л.: Машиностроение. - 1971. - С. 399-400, рис. VIII.18, с. 426-427, рис. VIII.36.

UA 18604, F 03 B 3/06, 3/10, 25.12.1997

SU 1285180, F 03 B 3/06, 23.01.1987

(57) Робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини, що містить втулку з певним втулковим відношенням та установлені у неї поворотні лопаті, номінальна поверхня яких виконана відповідно до певних співвідношень геометричних параметрів, яке відрізняється тим, що втулке відношення

2

виконано $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,39$, а номінальна поверхня лопаті виконана відповідно до наступних співвідношень геометричних параметрів (номінальний діаметр робочого колеса - D_1 , кількість лопатей $Z_{\text{л}} = 4$, лінійні величини віднесені до номінального діаметра робочого колеса D_1 , кутові розміри виражені у градусах):

відносний радіус розташування поточного перерізу лопаті $\bar{R}_i = 0,5 \dots 0,195$;

відносна довжина хорди поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\bar{L}_i = 0,616 \dots 0,391$;

положення вхідної кромки відносно осі повороту поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\bar{l}_i = 0,2121 \dots 0,1878$;

відносна максимальна товщина поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\bar{T}_{\text{max } i} = 0,0099 \dots 0,041$;

відносний радіус вхідної кромки поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\bar{r}_{\text{вх } i} = 0,0012 \dots 0,00182$;

лопате́вий кут на вході поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\beta_{\text{вх } i} = 18,5^\circ \dots 45,5^\circ$;

лопате́вий кут на виході поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\beta_{\text{вих } i} = 7,5^\circ \dots 18^\circ$;

відносна товщина вихідної кромки поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\bar{\delta}_{\text{вих } i} = \text{const} = 0,002$.

Передбачуваний винахід стосується до гідромашинобудування і може бути використаний при виготовленні робочих коліс поворотно-лопате́вих гідромаши́н.

На енергетичні, кавітаційні, ерозійні і пульсаційні характеристики робочого колеса поворотно-лопате́вої гідромаши́ни вирішальний вплив справляють геометричні параметри елементів робочого колеса. Найбільш важливими параметрами є втулке відношення, кількість лопатей і геометричні характеристики номінальної поверхні лопаті робочого колеса в кожному з перетинів лопаті. Лопать робочого колеса поворотно-лопате́вої гідромаши́ни, сприймаючи енергію потоку, знаходиться під

впливом значного гідравлічного тиску [1]. Тому її форма і розміри повинні задовольняти вимогам не тільки хорошої обтічності, що забезпечує оптимальні енергетичні (потужність і ККД) і кавітаційні властивості гідромаши́ни, але і бути міцною, що забезпечує тривалу роботу гідромаши́ни.

Відомо робоче колесо поворотно-лопате́вої гідротурбі́ни на напори до 20м (ПЛ 20) [2], що містить втулку та установлені у ній поворотні лопаті і має втулке відношення $\bar{d}_{\text{вт}} = d_{\text{вт}}/D_1 = 0,37$ і кількість лопатей $Z_{\text{л}} = 4$, при цьому номінальна поверхня лопаті виконана відповідно до певних співвідношень геометричних параметрів.

Недоліками відомого робочого колеса є:

(13) C2

(11) 87386

(19) UA

- незабезпеченість повного узгодження форми лопатей з натікаючим потоком води і потоком в міжлопатевому каналі;

- високий рівень кавітаційної ерозії лопатей;
- невеликий рівень максимального ККД.

Найбільш близьким з виявлених аналогів до передбачуваного винаходу є робоче колесо поворотно-лопатевої гідротурбіни на напори 10-20м (ПЛ 20) [3], що містить втулку та установлені у ній поворотні лопаті і має втулкове відношення $d_{вт}=0,37$ і кількість лопатей $Z_n=4$, причому номінальна поверхня лопаті виконана відповідно до певних співвідношень геометричних параметрів. При цьому максимальний ККД=87% і коефіцієнт кавітації $\sigma=0,55$ в зоні максимального ККД (по універсальній характеристиці).

Недоліками відомого робочого колеса є:

- недостатність узгодження форми лопатей з натікаючим потоком води і потоком в міжлопатевому каналі;

- значний рівень кавітаційної ерозії лопатей;
- невисокий рівень максимального ККД;
- декілька обмежений діапазон застосування робочого колеса по напорах.

У основу передбачуваного винаходу поставлено завдання створити таке робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини, нове виконання елементів якого, зокрема, номінальної поверхні лопаті, дозволило б підвищити енергетичні і кавітаційні характеристики робочого колеса.

Робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини, що заявляється, містить втулку з певним втулковим відношенням та установлені у неї поворотні лопаті, номінальна поверхня яких виконана відповідно до певних співвідношень геометричних параметрів.

При цьому відмітними ознаками передбачуваного винаходу в порівнянні з прототипом є:

- виконання втулкового відношення $\bar{d}_{вт}=0,39$;
- виконання номінальної поверхні лопаті відповідно до наступних співвідношень геометричних параметрів:

(номінальний діаметр робочого колеса - D_1 , кількість лопатей $Z_n=4$, лінійні величини віднесені до номінального діаметру робочого колеса D_1 кутові розміри виражені у градусах)

відносний радіус розташування поточного перетину лопаті $\bar{R}_i=0,5...0,195$;

відносна довжина хорди поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{L}_i=0,616...0,391$;

положення вхідної кромки відносно осі повороту поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{l}_i=0,2121...0,1878$;

відносна максимальна товщина поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{T}_{max i}=0,0099...0,041$;

відносний радіус вхідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{r}_{вх i}=0,0012...0,00182$;

лопатевий кут на вході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\beta_{вх i}=18,5^\circ...45,5^\circ$;

лопатевий кут на виході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\beta_{вих i}=7,5^\circ...18^\circ$;

відносна товщина вихідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{\delta}_{вих i}=\text{const}=0,002$.

Виконання робочого колеса поворотно-лопатевої гідромашини по обмежувальних ознаках дозволяє отримати робоче колесо, що має певні кавітаційні і енергетичні характеристики.

Виконання втулкового відношення $\bar{d}_{вт}=0,39$ і номінальної поверхні лопаті відповідно до заявлених співвідношень геометричних параметрів дозволяє поліпшити енергетичні і кавітаційні характеристики робочого колеса, також дозволяє розширити діапазон застосування робочого колеса по напорах.

В цілому, сукупність суттєвих ознак дозволяє досягти технічний результат - отримати робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини з покращуваними кавітаційними ($\sigma_{опт}=0,34$) і енергетичними (максимальний ККД=90,4%) характеристиками і з ширшим діапазоном застосування по напорах (від 10м до 25м водяного стовпа).

Передбачуваний винахід ілюструється кресленнями, на яких показано:

Фіг.1, 2 - робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини;

Фіг.3 - лопать робочого колеса поворотно-лопатевої гідромашини в плані;

Фіг.4 - розгортка поточного перетину лопаті робочого колеса поворотно-лопатевої гідромашини.

Робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини (див. Фіг.1) містить втулку 1 та установлені у неї поворотні лопаті 2. Причому, номінальна поверхня лопаті виконана відповідно до співвідношень геометричних параметрів, що заявляються.

(Див. Фіг.1, 2) D_1 - номінальний діаметр робочого колеса, $\bar{d}_{вт}$ - втулкове відношення робочого колеса, \bar{R}_i - відносний радіус розташування поточного перетину лопаті;

(див. Фіг.3) D_1 - номінальний діаметр робочого колеса, $\bar{d}_{вт}$ - втулкове відношення робочого колеса, \bar{R}_i - відносний радіус розташування поточного перетину лопаті, А-А - поточний перетин лопаті, 0-0 - вісь повороту лопаті;

(див. Фіг.4) перетин за А-А: \bar{L}_i - відносна довжина хорди поточного перетину лопаті на \bar{R}_i , \bar{l}_i - положення вхідної кромки відносно осі повороту поточного перетину лопаті на \bar{R}_i , $\bar{T}_{max i}$ - відносна максимальна товщина поточного перетину лопаті на \bar{R}_i , $\bar{r}_{вх i}$ - відносний радіус вхідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i , $\beta_{вх i}$ - лопатевий кут на вході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i , $\beta_{вих i}$ - лопатевий кут на виході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i , $\bar{\delta}_{вих i}$ - відносна товщина вихідної кромки

поточного перетину лопаті на \bar{R}_i , 0-0 - вісь повороту поточного перетину лопаті на \bar{R}_i .

При цьому втулькове відношення виконано $\bar{d}_{вт} = 0,39$ (Фіг.1 і 2), а номінальна поверхня лопаті виконана відповідно до наступних співвідношень геометричних параметрів (див. Фіг.2 і 3):

(номінальний діаметр робочого колеса – D_1 , кількість лопатей $Z_n=4$, лінійні величини віднесені до номінального діаметру робочого колеса D_1 , кутові розміри виражені у градусах)

відносний радіус розташування поточного перетину лопаті $\bar{R}_i = 0,5...0,195$;

відносна довжина хорди поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{L}_i = 0,616...0,391$;

положення вхідної кромки відносно осі повороту поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{i} = 0,2121...0,1878$;

відносна максимальна товщина поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{T}_{max i} = 0,0099...0,041$;

відносний радіус вхідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{r}_{вх i} = 0,0012...0,00182$;

лопатевий кут на вході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\beta_{вх i} = 18,5^\circ...45,5^\circ$;

лопатевий кут на виході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\beta_{вих i} = 7,5^\circ...18^\circ$;

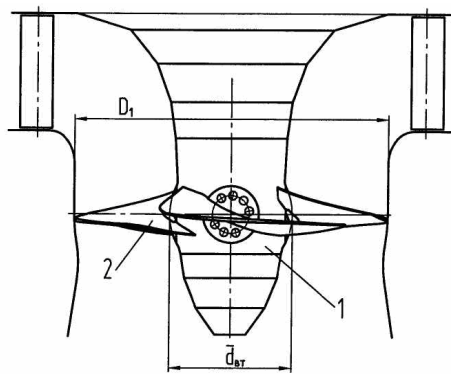
відносна товщина вихідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{\delta}_{вих i} = \text{const} = 0,002$.

Джерела інформації, що прийняті до уваги при складанні заявки:

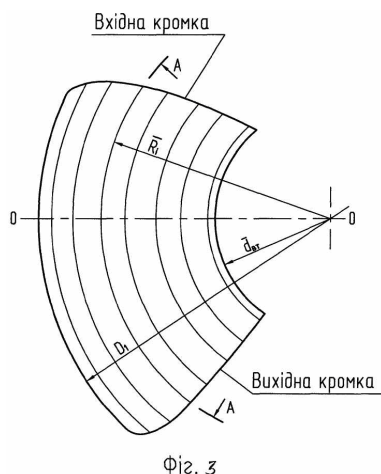
1. Ковалев Н.Н. Гидротурбины. - Л.: Машиностроение. - 1971. - С.399, рис.VIII. 18, с.426-427, рис.VIII.36.

2. Справочник по гидротурбинам /под ред. Н.Н. Ковалева/. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ие. - 1984. - С.30-31, рис.1.24, таблица 1.4, с.93.

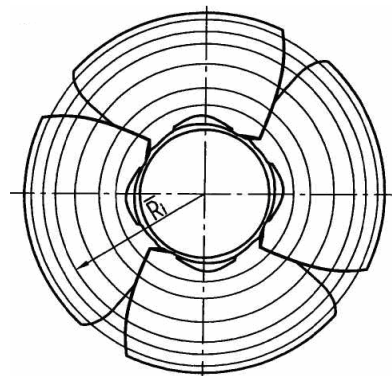
3. Справочник конструктора гидротурбин /под ред. Н.Н. Ковалева/. - Л.: Машиностроение. - 1971. - С.10-12, таблица 1.3., с.19, рис. 1.8. - Прототип.



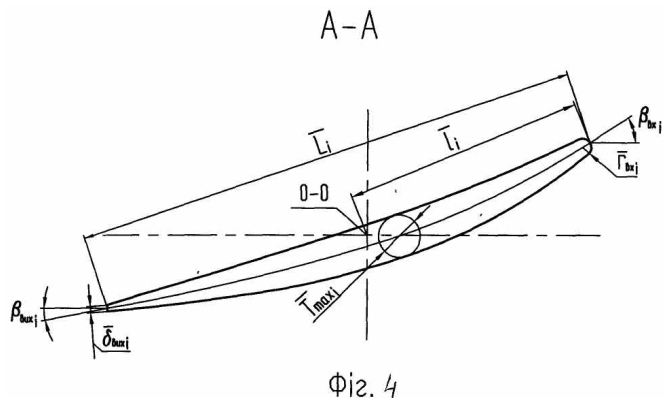
Фіг. 1



Фіг. 3



Фіг. 2



Фіг. 4