



УКРАЇНА

(19) UA (11) 79845 (13) C2
(51) МПК
F03B 3/12 (2007.01)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) РОБОЧЕ КОЛЕСО РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОМАШИНИ

1

2

(21) а200507203

(22) 19.07.2005

(24) 25.07.2007

(46) 25.07.2007, Бюл. №11, 2007р.

(72) Веремеев Ігор Степанович, Гладішев Сергій Вікторович, Чередник Віталій Іванович

(73) Веремеев Ігор Степанович, Гладішев Сергій Вікторович, Чередник Віталій Іванович

(56) SU 780598, F03B 3/12, 07.07.1983

SU 1659679, F03B 3/12, 30.06.1991

SU 714851, F03B 3/12, 07.07.1983

UA 56370, F03B 3/12, 15.05.2003

UA 65644, F03B 3/12, 15.04.2004

Аносов Ф.В., Гамус И.М. и др. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. - М. - Л.: Госэнергоиздат, 1958. - с. 15, рис. 1-13, с. 92, рис. 3-45, 3-46
Веремеев И.С., Трампольский В.Д. Разработка конструкции и исследование проточной части гидротурбины Рогунской ГЭС. - Энергомашиностроение. - 1987. - №12 - с. 26-31

(57) Робоче колесо радіально-осьової гідромашини, що містить верхній та нижній ободи із закріпленими між ними лопатями, поверхня яких виконана у відповідності з певними співвідношеннями геометричних параметрів, яке **відрізняється** тим, що номінальна поверхня лопаті виконана у відповідності з наступними співвідношеннями геометричних параметрів, де лінійні розміри віднесені до номінального діаметра робочого колеса D_1 :

кількість лопатей $Z_L = 14$;

відносна висота лопаток напрямного апарата

$\bar{b}_0 = 0,12$;

вихідна крайка лопаті:

діаметр розташування на верхньому ободі

$\bar{D}_{1\text{воб}} = 1,0$,

діаметр розташування на нижньому ободі

$\bar{D}_{1\text{ноб}} = 1,0$,

положення на нижньому ободі відносно верхнього

кільця напрямного апарата $\bar{b}_{1\text{ноб}} = 0,121$,

кутова координата на верхньому ободі

$\varphi_{\text{воб}} = 40^\circ$,

кутова координата на нижньому ободі $\varphi_{\text{ноб}} = 38^\circ$,

радіус вхідної крайки у горизонтальному перерізі на \bar{b}_1 по висоті лопаті $r_{\text{вх}} = \text{const} = 0,0065$, де \bar{b}_1 -

поточна координата відносно верхнього кільця напрямного апарата від верхнього до нижнього обода,

лопатевий кут на вході у горизонтальному перерізі на \bar{b}_1 від верхнього до нижнього обода

$\beta_1 = 80^\circ \dots 85^\circ$;

вихідна крайка лопаті:

діаметр розташування на верхньому ободі

$\bar{D}_{2\text{воб}} = 0,358$,

діаметр розташування на нижньому ободі

$\bar{D}_{2\text{ноб}} = 0,884$,

положення на верхньому ободі відносно верхнього

кільця напрямного апарата $\bar{b}_{2\text{воб}} = 0,149$,

положення на нижньому ободі відносно верхнього

кільця напрямного апарата $\bar{b}_{2\text{ноб}} = 0,339$,

товщина вихідної крайки у нормальному до крайки перерізі на \bar{L}_1 $\bar{\Delta}_{\text{вих}} = \text{const} = 0,0048$, де \bar{L}_1 - теку-

ча довжина вихідної крайки від верхнього до нижнього обода,

лопатевий кут на виході лопаті у нормальному до крайки перерізі на \bar{L}_1 від верхнього до нижнього

обода $\beta_2 = 25^\circ \dots 15^\circ$;

максимальна товщина лопаті $\delta_{\text{макс}} = 0,025$.

Передбачуваний винахід відноситься до галузі гідромашинобудування і може бути використаним при виготовленні робочих коліс радіально-осьових

гідромашин на напори від 200 до 310м водного стовпа.

(13) C2

(11) 79845

(19) UA

Основним елементом, що визначає енергетичні, кавітаційні, ерозійні і пульсаційні характеристики радіально-осьової гідромашини є робоче колесо, що складається з верхнього і нижнього ободів і закріплених між ними лопатей. Рівень енергетичних і кавітаційних показників багато в чому залежить від геометрії лопатей, що визначається формою і розташуванням вхідної й вихідної крайок, значеннями лопатевих кутів на вхідній і вихідній крайках, кутом охоплення лопатей у плані, розподілом товщини по висоті лопаті, кількістю лопатей. При цьому, низький кавітаційний коефіцієнт турбіни σ_T , дає можливість зниження об'єму будівельних робіт та зменшення затрат на будівництво нової гідроелектростанції, або при проведенні модернізації, коли гідроелектростанція збудована, шляхом заміни тільки робочого колеса підвищити потужність турбіни [1, 2].

Відомо робоче колесо радіально-осьової гідротурбіни [3], що містить верхній і нижній ободи і закріплені між останніми профільовані лопаті, котре пристосовано для роботи на напорах від 150 до 250м водного стовпа, з кількістю лопатей $Z_L = 15$, відносною висотою лопаток напрямного апарата $\bar{b}_0 = 0,104$, діаметром розташування вихідної крайки лопаті на нижньому ободі $\bar{D}_{2ноб} = 0,6426$, з кавітаційним коефіцієнтом турбіни $\sigma_T = 0,038$ режимі максимального ККД і з певними співвідношеннями геометричних параметрів елементів робочого колеса.

Недоліками відомого робочого колеса [3] є:

- низький рівень максимального ККД;
- незабезпеченість повного узгодження форми лопатей із натікаючим потоком води;
- значний рівень пульсацій тиску за робочим колесом;
- недостатність сприятливих умов на виході з лопатей робочого колеса;
- недостатня пропускна здатність робочого колеса;
- недостатній рівень кавітаційного показника.

Найбільш близьким з виявлених аналогів до передбачуваного винаходу є робоче колесо радіально-осьової гідротурбіни [4], що містить верхній і нижній ободи і закріплені між останніми лопаті постійної товщини, що пристосовано для роботи на напорах від 230 до 310м водного стовпа (РОЗ310/1107), з кількістю лопатей $Z_L = 14$, відносною висотою лопаток напрямного апарата $\bar{b}_0 = 0,14$, діаметром розташування вихідної крайки лопаті на нижньому ободі $\bar{D}_{2ноб} = 0,85$, з кавітаційним коефіцієнтом турбіни $\sigma_T = 0,046$ у режимі максимального ККД і з певними співвідношеннями геометричних параметрів елементів робочого колеса. Недоліками відомого робочого колеса [4] є:

- незабезпеченість повного узгодження форми лопатей із натікаючим потоком води;
- значний рівень пульсацій тиску за робочим колесом при часткових навантаженнях;

- недостатність сприятливих умов на виході з лопатей робочого колеса;
- недостатній рівень кавітаційного показника.

В основу передбачуваного винаходу поставлена задача - створити таке робоче колесо радіально-осьової гідромашини для роботи на напорах від 200 до 310м. водного стовпа, нове виконання якого шляхом оптимізації параметрів лопатевої системи робочого колеса дозволило б забезпечити зниження кавітаційного коефіцієнта турбіни при збереженні високого ККД і пропускної здатності.

Заявлене робоче колесо радіально-осьової гідромашини характеризується тим, що містить верхній і нижній ободи і закріплені між останніми лопаті, поверхня котрих виконана у відповідності із певними співвідношеннями геометричних параметрів елементів робочого колеса.

При цьому відмітні ознаки передбачуваного винаходу у порівнянні з прототипом полягають у тому, що поверхня лопатей виконана у відповідності із наступними співвідношеннями геометричних параметрів (лінійні розміри віднесені до номінального діаметра робочого колеса D_1):

номінальний діаметр робочого колеса – D_1 ;

кількість лопатей $Z_L = 14$;

відносна висота лопаток напрямного апарата $\bar{b}_0 = 0,12$;

вхідна крайка лопаті:

діаметр розташування на верхньому ободі

$\bar{D}_{1воб} = 1,0$,

діаметр розташування на нижньому ободі

$\bar{D}_{1ноб} = 1,0$,

положення на нижньому ободі відносно верхнього кільця напрямного апарата $\bar{b}_{1ноб} = 0,121$,

кутова координата на верхньому ободі

$\varphi_{воб} = 40^\circ$,

кутова координата на нижньому ободі

$\varphi_{ноб} = 38^\circ$,

радіус вхідної крайки у горизонтальному перерізі на \bar{r}_1 (по висоті лопаті) $r_{вх} = \text{const} = 0,0065$,

де \bar{r}_1 - текуча координата відносно верхнього кільця напрямного апарата (від верхнього до нижнього обода),

лопатевий кут на вході у горизонтальному перерізі на \bar{r}_1 (від верхнього до нижнього обода)

$\beta_1 = 80^\circ \dots 85^\circ$;

вихідна крайка лопаті:

діаметр розташування на верхньому ободі

$\bar{D}_{2воб} = 0,358$,

діаметр розташування на нижньому ободі

$\bar{D}_{2ноб} = 0,884$,

положення на верхньому ободі відносно верхнього кільця напрямного апарата $\bar{b}_{2воб} = 0,149$,

положення на нижньому ободі відносно верхнього кільця напрямного апарата $\bar{b}_{2ноб} = 0,339$,

товщина вихідної крайки у нормальному до крайки перерізі на \bar{L}_i $\bar{\Delta}_{\text{вих}} = \text{const} = 0,0048$, де \bar{L}_i - текуча довжина вихідної крайки (від верхнього до нижнього обода),

лопатевий кут на виході лопаті у нормальному до крайки перерізі на \bar{L}_i (від верхнього до нижнього обода) $\beta_{2i} = 25^\circ \dots 15^\circ$;

максимальна товщина лопаті $\delta_{\text{макс}} = 0,025$.

Виконання робочого колеса по обмежувальних ознаках дозволяє одержати працездатне робоче колесо радіально-осьової гідромашини.

Виконання робочого колеса по відмітних ознаках дозволяє одержати робоче колесо радіально-осьової гідромашини з гарним узгодженням лопатевої системи з потоком води, зниженою інтенсивністю вихроутворення за робочим колесом, з поліпшеними пульсаційними й кавітаційними характеристиками.

У цілому, сукупність суттєвих ознак дозволяє одержати технічний результат - одержати робоче колесо радіально-осьової гідромашини з низьким рівнем пульсацій у проточній частині, з низьким кавітаційним коефіцієнтом турбіни (у режимі максимального ККД $\sigma_T = 0,029$) зі збереженням високого ККД і пропускної здатності.

Передбачуваний винахід ілюструється кресленням, на котрих показано:

Фіг.1 - робоче колесо радіально-осьової гідромашини в меридіональному перерізі;

Фіг.2 - лопать робочого колеса в плані;

Фіг.3 - горизонтальний переріз А-А по Фіг.1;

Фіг.4 - нормальний до вихідної крайки лопаті переріз Б-Б по Фіг.1.

Протокова частина робочого колеса 1 спілкується із протоковою частиною напрямного апарата (не позначено), що обмежена верхнім 2 і нижнім (не показано) кільцями напрямного апарата, між котрими розміщено лопатку напрямного апарата (не показано).

Робоче колесо радіально-осьової гідромашини містить верхній 3 і нижній 4 ободи і закріпленні між останніми лопаті 5 із наступними геометричними параметрами (лінійні розміри віднесені до номінального діаметра робочого колеса D_1 : (див. Фіг.1)

D_1 - номінальний діаметр робочого колеса, \bar{b}_0 - відносна висота лопаток напрямного апарата, $\bar{D}_{1\text{воб}}$ - діаметр розташування вхідної крайки лопаті на верхньому ободі, $\bar{D}_{2\text{воб}}$ - діаметр розташування вихідної крайки лопаті на верхньому ободі, $\bar{D}_{1\text{ноб}}$ - діаметр розташування вхідної крайки лопаті на нижньому ободі, $\bar{D}_{2\text{ноб}}$ - діаметр розташування вихідної крайки лопаті на нижньому ободі, $\bar{b}_{1\text{ноб}}$ - положення вхідної крайки лопаті на нижньому ободі, $\bar{b}_{2\text{ноб}}$ - положення вихідної крайки лопаті на нижньому ободі, $\bar{b}_{2\text{воб}}$ - положення вихідної крайки лопаті на верхньому ободі, \bar{b}_i - текуча координата горизонтального перерізу лопаті відносно верхнього кільця напрямного апа-

рата, \bar{L}_i - текуча довжина вихідної крайки лопаті від верхнього обода до перерізу вихідної крайки лопаті;

(див. Фіг.2) $\varphi_{\text{воб}}$ - кутова координата вхідної крайки лопаті на верхньому ободі, $\varphi_{\text{ноб}}$ - кутова координата вхідної крайки лопаті на нижньому ободі, $D_{1\text{воб}}$ - діаметр розташування вхідної крайки лопаті на верхньому ободі, $D_{1\text{ноб}}$ - діаметр розташування вхідної крайки лопаті на нижньому ободі;

(див. Фіг.3) $\bar{r}_{\text{вх}}$ - радіус вхідної крайки лопаті, β_1 - лопатевий кут на вході лопаті на \bar{b}_i , \bar{r}_i - радіус розташування вхідної крайки лопаті на \bar{b}_i , $\delta_{\text{макс}}$ - максимальна товщина лопаті;

(див. Фіг.4) β_{2i} - лопатевий кут на виході лопаті на \bar{L}_i , $\bar{\Delta}_{\text{вих}}$ - товщина вихідної крайки лопаті;

при цьому, геометричні параметри виконані у відповідності із наступними співвідношеннями:

кількість лопатей $Z_L = 14$;

відносна висота лопаток напрямного апарата $\bar{b}_0 = 0,12$;

вихідна крайка лопаті:

діаметр розташування на верхньому ободі

$\bar{D}_{1\text{воб}} = 1,0$,

діаметр розташування на нижньому ободі

$\bar{D}_{1\text{ноб}} = 1,0$,

положення на нижньому ободі відносно верхнього кільця напрямного апарата $\bar{b}_{1\text{ноб}} = 0,121$,

кутова координата на верхньому ободі $\varphi_{\text{воб}} = 40^\circ$,

кутова координата на нижньому ободі $\varphi_{\text{ноб}} = 38^\circ$,

радіус вхідної крайки у горизонтальному перерізі на \bar{b}_i (по висоті лопаті) $\bar{r}_{\text{вх}} = \text{const} = 0,0065$,

де \bar{b}_i - текуча координата відносно верхнього кільця напрямного апарата (від верхнього до нижнього обода),

лопатевий кут на вході у горизонтальному перерізі на \bar{b}_i (від верхнього до нижнього обода)

$\beta_1 = 80^\circ \dots 85^\circ$;

вихідна крайка лопаті:

діаметр розташування на верхньому ободі

$\bar{D}_{2\text{воб}} = 0,358$,

діаметр розташування на нижньому ободі

$\bar{D}_{2\text{ноб}} = 0,884$,

положення на верхньому ободі відносно верхнього кільця напрямного апарата $\bar{b}_{2\text{воб}} = 0,149$,

положення на нижньому ободі відносно верхнього кільця напрямного апарата $\bar{b}_{2\text{ноб}} = 0,339$,

товщина вихідної крайки у нормальному до крайки перерізі на \bar{L}_i $\bar{\Delta}_{\text{вих}} = \text{const} = 0,0048$, де \bar{L}_i

- текуча довжина вихідної крайки (від верхнього до нижнього обода),

лопате́вий кут на виході лопаті у нормальному до крайки перерізі на \bar{L}_i (від верхнього до нижнього обода) $\beta_{2i} = 25^\circ \dots 15^\circ$;

максимальна товщина лопаті $\delta_{\max} = 0,025$.

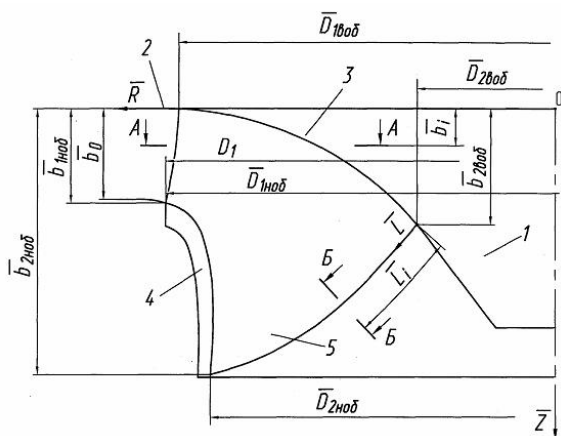
Джерела інформації:

1. Н.Н.Ковалев «Гидротурбины». - Л.: «Машиностроение», 1971, с. 19-20, с.186-187.

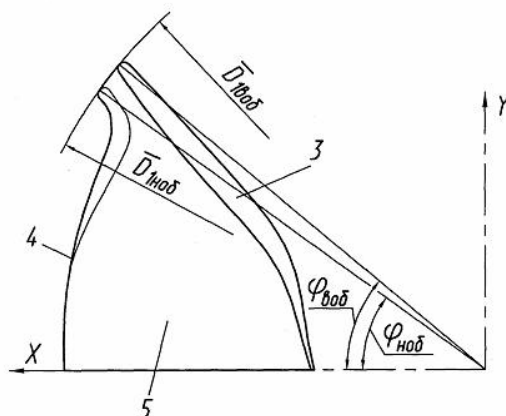
2. В.Б.Андреев, Г.А.Броновский и др.; Под общ. ред. Н.И. Ковалева «Справочник по гидротурбинам». - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984, с.16, с.25, с.30, рис. 1.25, с.32-33.

3. Ф.В.Аносов, И.М. Гамус и др. «Турбинное оборудование гидроэлектростанций». - М.-Л., Госэнергоиздат, 1958, с. 15, рис. 1-13, с.92, рис.3-45,3-46.

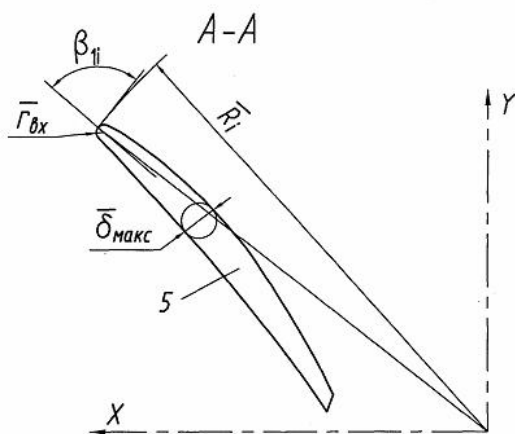
4. Веремеенко И.С., Трампольский В.Д. Разработка конструкции и исследование проточной части гидротурбины Рогунской ГЭС. - Энергомашиностроение, №11, 1987, с.26-31.



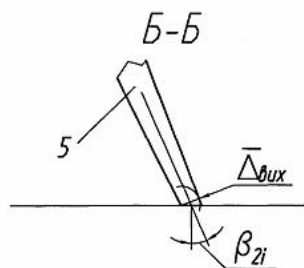
Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4