

**Ю. М. КУХТЕНКОВ****ПРИСТРОЇ І ЗАХОДИ ЩОДО ЗМЕНШЕННЯ НИЗЬКОЧАСТОТНИХ ДЖГУТОВИХ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У ВІДСМОКТУЮЧИХ ТРУБАХ ЖОРСТКОЛОПАТЕВИХ ГІДРОТУРБІН**

Рівень нестационарності в жорстколопатевиx гідротурбінах в значній мірі залежить від рівня пульсацій тисків, які обумовлені рухом вихрових джгутів за робочим колесом у відсмоктуючій трубі. Силова взаємодія вихорів з елементами проточного тракту може призвести до серйозних аварій. Зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску є актуальним завданням, так як сприяє підвищенню надійності і збільшенню потужності гідроагрегатів. Експериментально виявлено, що на режимах недовантаження і форсування потужності в гідротурбінах має місце наявність одного або декількох вихрових джгутів. Метою роботи було розглянути різні заходи, що сприяють зниженню рівня амплітуд джгутових пульсацій тиску в проточній частині. Це досягається за допомогою впуску повітря під робоче колесо або застосуванням різних спеціальних конструктивних пристроїв. Були досліджені такі пристрої: поворотні елементи лопаті робочого колеса в РО гідротурбіні, поворотні лопаті подовженого обтічника робочого колеса пропелерної гідротурбіни; хрестовини, циліндричні вставки у відсмоктуючій трубі, обтічники робочого колеса різної довжини, профільовані бички на стінці відсмоктуючої труби. Був досліджений вплив впуску повітря на рівень низькочастотних джгутових пульсацій тиску у проточному тракті в широкому діапазоні режимів роботи при випробуваннях модельної гідротурбіни. Зазначено на перевагу запропонованих пристроїв по зниженню джгутових пульсацій тисків в відсмоктуючій трубі в порівнянні з вже існуючими способами. Наведені результати експериментальних досліджень на модельних стендах та натурній гідротурбіні, які підтверджують ефективність використання запропонованих розробок.

**Ключові слова:** гідротурбіна, робоче колесо, відсмоктуюча труба, вихровий джгут, пульсації тиску, обтічник робочого колеса, впуск повітря, поворотні елементи лопаті.

**Ю. М. КУХТЕНКОВ****УСТРОЙСТВА И МЕРОПРИЯТИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ЖГУТОВЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБАХ ЖЕСТКОЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН**

Уровень нестационарности в жестколопастных гидротурбинах в значительной степени зависит от уровня пульсаций давления, которые обусловлены движением вихревых жгутов за рабочим колесом в отсасывающей трубе. Силовое взаимодействие вихрей с элементами проточного тракта может привести к серьезным авариям. Уменьшение низкочастотных жгутовых пульсаций давления является актуальной задачей, так как способствует повышению надежности и увеличения мощности гидроагрегатов. Экспериментально установлено, что на режимах недогрузки и форсирования мощности в гидротурбинах имеет место наличие одного или нескольких вихревых жгутов. Целью работы было рассмотреть различные мероприятия и устройства, способствующие снижению уровней амплитуд жгутовых пульсаций давления в проточной части. Она достигается с помощью впуска воздуха под рабочее колесо или применением различных специальных конструктивных устройств. Были исследованы следующие специальные устройства: поворотные элементы лопасти рабочего колеса в РО гидротурбине; поворотные лопасти, установленные на удлиненном обтекателе рабочего колеса в пропеллерной гидротурбине; крестовины, цилиндрические вставки в отсасывающей трубе, обтекатели рабочего колеса разной длины, бычки на стенке отсасывающей трубы. Было исследовано влияние впуска воздуха под рабочее колесо на уровень низкочастотных жгутовых пульсаций давления в проточном тракте в широком диапазоне режимов работы при испытаниях модельной гидротурбины. Указано на преимущество предложенных устройств по снижению жгутовых пульсаций давлений в отсасывающей трубе по сравнению с уже существующими способами. Приведенные результаты экспериментальных исследований на модельных стендах и натурной гидротурбине, подтверждают эффективность применения предложенных разработок.

**Ключевые слова:** гидротурбина, рабочее колесо, отсасывающая труба, вихревой жгут, пульсации давления, обтекатель рабочего колеса, впуск воздуха, поворотные элементы лопасти.

**Yu. KUKHTENKOV****DEVICES AND MEASURES TO REDUCE LOW-FREQUENCY HARNESSPRESSURE PULSATIONS IN THE DRAFT TUBE OF HARDVANE HYDROTURBINES**

The level of unsteadiness in liquid-bladed hydraulic turbines largely depends on the level of pressure pulsations, which are caused by the movement of vortex bundles behind the impeller in the draft tube. Forceful interaction of vortices with elements of the flow path can lead to serious accidents. Reducing low-frequency rope pulsations of pressure is an urgent task, as it helps to increase the reliability and increase the power of hydraulic units. It has been experimentally established that in the modes of underloading and power forcing in hydraulic turbines, there is one or more vortex bundles. The aim of the work was to consider various measures and devices that help reduce the levels of amplitudes of rope pulsations of pressure in the flow path. It is achieved by introducing air under the impeller or using various special design devices. The following special devices were investigated: rotary blade elements of the impeller in the hydraulic turbine of the Francis, rotary blades of the elongated fairing of the impeller in the propeller hydraulic turbine; crosses, cylindrical inserts in the suction pipe, impeller fairings of different lengths, gobies on the wall of the suction pipe. In addition to various design measures, the effect of air inlet under the impeller on the level of low-frequency rope pulsations of pressure in the flow path in a wide range of robot modes was investigated during testing of a model hydraulic turbine. The advantage of the proposed devices for reducing rope pressure pulsations in the suction pipe is indicated in comparison with existing methods. The presented results of experimental studies on model stands and a full-scale hydraulic turbine, confirming the effectiveness of application the proposed developments for these types of turbines.

**Keywords:** hydraulic turbine, impeller, draft tube, vortex swirls, low-frequency pressure pulsations, impeller fairing, air inlet, rotary blade elements.

**Вступ.** При зміні навантаження гідроагрегати неодноразово проходять через нерозрахункові режими роботи. З нестійкістю закрученої течії пов'язане

виникнення інтенсивних низькочастотних гідродинамічних пульсацій тиску (ПТ) причиною яких у відсмоктуючій трубі (ВТ) за робочими колесами

© Ю. М. Кухтенков, 2021

(РК) жорстколопатевиx гідротурбін є вихрові джгути (ВД), які становлять загрозу надійності при роботі турбіни. ВД є серйозною небезпекою для гідротурбін в зв'язку з потужними вібраціями потоку, які призводять до сильної вібрації всього гідроагрегату і в разі резонансу можуть привести до руйнування елементів та проточної частини гідротурбіни [1–20].

**Метою роботи** було розглянути ефективність різних конструктивних заходів і впуск повітря під РК, які сприяють значному зниженню рівня амплітуд низькочастотних джгутових ПТ в проточній частині.

### 1. Застосування поворотних елементів лопаті (ПЕЛ) у жорстколопатевиx РК:

#### 1а. Застосування ПЕЛ РО робочого колеса.

Так як інтенсивність ВД визначається циркуляцією потоку за РК у втулкових перерізах, то і поворотний елемент розміщують в зоні вихідної кромки лопаті. Це також спрощує і конструктивне рішення в зв'язку з тим, що в цій частині лопать гідротурбіни має малу кривизну. З цією метою було запропоновано РК високонапірної РО гідротурбіни з ПЕЛ у втулки на виході (рис. 1) [4, 5]. Для механізму повороту лопатей пропонується конструктивне рішення, як у діагональній ПЛ гідротурбіни. З метою перевірки ефективності ПЕЛ були проведені енергетичні пульсації і зондові випробування гідротурбіни з РК РО-500 ( $D_1 = 350$  мм) при кутах  $\varphi = +5^\circ, 0^\circ, -5^\circ$ . Енергетичні випробування показали, що оптимальний ККД в турбіні на кутах  $\varphi = +5^\circ, -5^\circ$  зменшується в порівнянні з кутом  $\varphi = 0^\circ$  на 2%. За оборотами оптимум не змістився, а по витраті при зміні кута  $\varphi$  від  $0^\circ$  до  $+5^\circ$ , він змістився в бік більшої витрати на 7,5%. Надалі оптимізація геометричних параметрів ПЕЛ повинна передбачати підвищення ККД при кутах  $\varphi \neq 0$ .

Зондові випробування проводилися за допомогою кульового п'ятиканального зонда з діаметром головки 7 мм, який був розташований за РК і проходив паралельно вихідній кромці лопаті. Виміри проводилися для оптимального режиму ( $a_0 = 16$  мм), недовантаження ( $a_0 = 12$  мм) і перевантаження ( $a_0 = 28$  мм), для кутів  $\varphi = -5^\circ, \varphi = 0^\circ, \varphi = +5^\circ$ . Результати вимірювань складових  $V_u$  і  $V_z$  абсолютної швидкості  $V$  наведені на рис. 2, 3. З їх розгляду видно, що на режимі перевантаження ( $a_0 = 28$  мм) при зміні кута  $\varphi$  від  $0^\circ$  до  $+5^\circ$  « $\rightarrow$ » закрутка потоку за РК зменшується. Це призвело до зменшення ПТ з 4% до 2% при  $Q'_1 = 0,18$  м<sup>3</sup>/с. На режимах близьких до оптимального ( $a_0 = 16$  мм) збільшення кута  $\varphi$  призвело також до зменшення « $\rightarrow$ » закрутки, а у втулки і обода при цьому дещо збільшилася « $\leftarrow$ » закрутка. Пульсаційні дослідження показали, близько до оптимуму ( $Q'_1 = 0,13\text{--}0,15$  м<sup>3</sup>/с) зміни кута  $\varphi$  практично не змінювали ПТ при  $n'_1 = 80\text{--}90$  хв<sup>-1</sup> (рис. 4). На режимі недовантаження зміна кута  $\varphi$  від  $0^\circ$  до  $+5^\circ$  призвела до деякого збільшення « $\leftarrow$ » закрутки потоку, що і слід було очікувати. Тут необхідно розвертати ПЕЛ на закриття для зменшення « $\leftarrow$ » закрутки. З огляду кривих  $V_z$  видно, що збільшення кута  $\varphi$  (на відкриття) істотно змінило вигляд  $V_z = f(l)$ : у втулки швидкості  $V_z$

збільшуються, а у обода зменшуються (рис. 3).

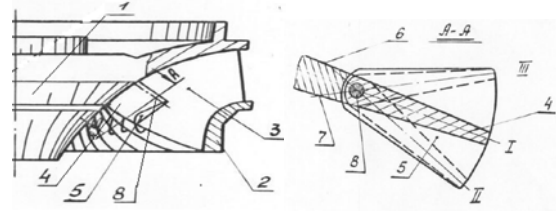
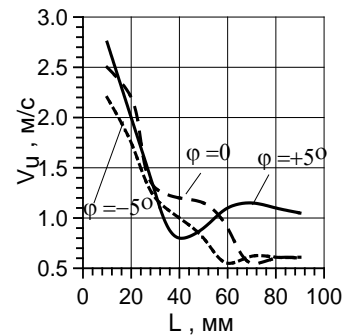


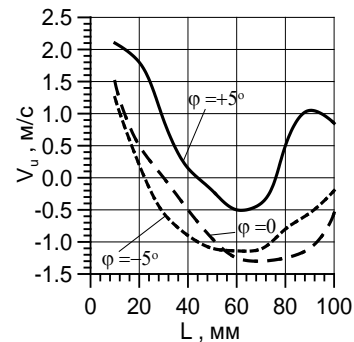
Рис. 1. РК гідротурбіни з ПЕЛ:

1 – втулка РК; 2 – нижній обід РК; 3 – лопать РК; 4 – поворотний елемент лопаті; 5 – діафрагма; 6 – ПЕЛ для  $\varphi = +5^\circ$ ; 7 – ПЕЛ для  $\varphi = -5^\circ$ ; 8 – вісь повороту ПЕЛ

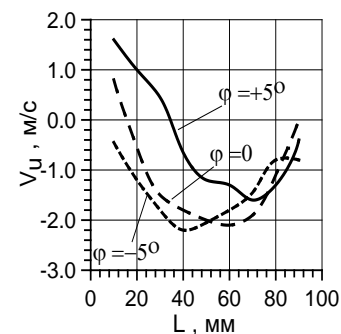
При цьому на оптимальному відкритті ( $a_0 = 16$  мм) витрата  $Q'_1$  майже не змінилася, а при  $a_0 = 28$  мм (рис. 3, в) витрата збільшується на 6,6%.



а



б



в

Рис. 2. Зміна швидкості  $V_u$  по довжині мірного перетину: а –  $a_0 = 12$  мм,  $n'_1 = 90$  хв<sup>-1</sup>,  $Q'_1 = 0,11$  м<sup>3</sup>/с; б –  $a_0 = 16$  мм,  $n'_1 = 80$  хв<sup>-1</sup>,  $Q'_1 = 0,136$  м<sup>3</sup>/с; в –  $a_0 = 28$  мм,  $n'_1 = 80$  хв<sup>-1</sup>,  $Q'_1 = 0,171$  м<sup>3</sup>/с

Так як на великих відкриттях при цьому одночасно зменшується « $\leftarrow$ » величина  $V_u$ , тобто

зменшується «-» циркуляція за РК, то з'являється можливість збільшення потужності при відкритті ПЕЛ без помітного збільшення ПТ (рис. 4).

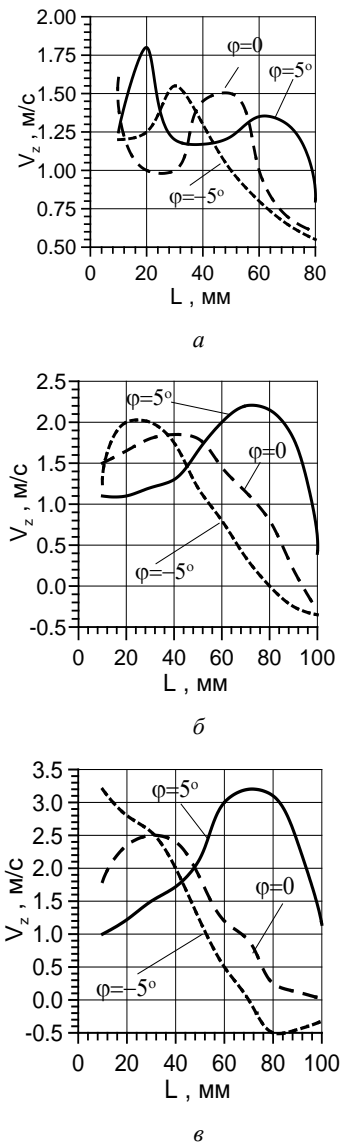


Рис. 3. Зміна швидкості  $V_z$  по довжині мірного перетину: а -  $a_0 = 12$  мм,  $n'_1 = 90$  хв<sup>-1</sup>,  $Q'_1 = 0,11$  м<sup>3</sup>/с; б -  $a_0 = 16$  мм,  $n'_1 = 80$  хв<sup>-1</sup>,  $Q'_1 = 0,136$  м<sup>3</sup>/с; в -  $a_0 = 28$  мм,  $n'_1 = 80$  хв<sup>-1</sup>,  $Q'_1 = 0,171$  м<sup>3</sup>/с

При закритті ПЕЛ (від  $\varphi = 0^\circ$  до  $\varphi = -5^\circ$ ) для  $a_0 = 12$  мм при деякому зменшенні  $V_z$  крива  $V_u$  змінилася незначно, що свідчить про мале зменшення «+» закрутки за РК.

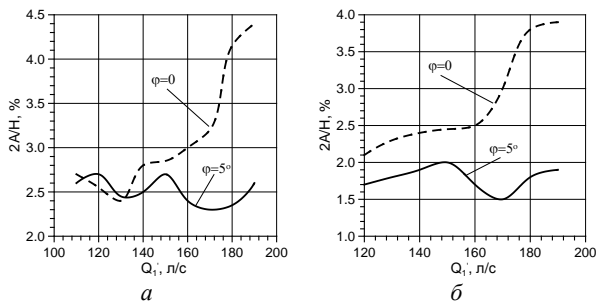


Рис. 4. Пульсації тиску за РК при різному положенні ПЕЛ: а -  $n'_1 = 90$  хв<sup>-1</sup>; б -  $n'_1 = 80$  хв<sup>-1</sup>

Тому і ПТ при такій зміні кута ПЕЛ не повинні практично змінюватися. У зв'язку з цим на рис. 4 приведені ПТ при  $\varphi = -5^\circ$ . Видно, що для зниження ПТ на режимах малих витрат (в зоні  $a_0 = 12$  мм) необхідно закривати ПЕЛ на більший кут  $\varphi$ , ніж  $-5^\circ$ . Виміри ПТ проводилися за допомогою тензOMETричних датчиків тиску, підсилювача і електропроміневого осцилографа за звісними методиками.

#### 1б. Застосування подовженого обтічника пропелерного РК з поворотними лопатями.

Запропоновано ряд конструкцій подвійного регулювання ПЛ гідротурбін [13–15, 18], що значно розширює зону експлуатації, проте в цих патентах проглядається ряд недоліків – регулювання витрати в даних конструкціях передбачає наявність потужного механізму повороту лопатей 2-ї ступені, що призведе до збільшення втулкового відношення  $R_{вт}/R_1$ , а отже, до значного зменшення витрати. Запропоноване використання подовженого обтічника для пропелерного РК з поворотними лопатями довжиною  $(0,25-0,35)l_{доп}$  РК і  $d_{доп} = (0,5-0,6)D_1$  і механізмом їх повороту малої потужності дозволяє знизити амплітуди джгутових ПТ, як на режимах недовантаження, так і форсування потужності на 20–40 % (рис. 5).

#### 2. Встановлення хрестовин за робочим колесом.

Зменшити циркуляцію ВД за РК можна за рахунок гальмування потоку за допомогою нерухомих радіальних ребер (хрестовин), встановлених за РК [3, 7, 12]. На відміну від розглянутого вище зниження циркуляції ВД регулюванням закрутки потоку на виході з корневих перетинів лопаті РК за допомогою ПЕЛ, в даному випадку зниження циркуляції ВД нерегульоване. Слід зазначити, що хрестовини не запобігають появи циркуляції за РК, як ПЕЛ, але в значній мірі її зменшують. При цьому виникають високочастотні ПТ, що мають свої негативні наслідки. Але так як рівень ПТ при установці хрестовин все ж нижче і можливо форсування потужності, то їх іноді застосовують. На підставі численних експериментальних досліджень різних видів хрестовин, виконаних в гідротурбінній лабораторії ВАТ «Турбоатом» за участю кафедри гідромашин НТУ «ХП» на модельній гідротурбіні РО310/957-46, було встановлено, що найбільший ефект щодо зниження ПТ при збереженні ККД виходить при розташуванні ребер в зоні корневих перетинів лопаті (близько обтічника РК) [3, 7]. Цей захід ефективно застосовувати як при часткових навантаженнях, так і на режимах форсування потужності. Установка такої форми хрестовини на турбінах Нурекської ГЕС призвела до розширення діапазону режиму роботи гідротурбін з допустимим рівнем ПТ в область підвищених витрат і, таким чином, це дозволило підвищити їх потужність на 30 МВт. На рис. 6 наведені графіки рівнів ПТ в ВТ гідротурбіни РО-310/957-475 до встановлення хрестовини і після неї. З їх аналізу випливає, що зниження ПТ тиску відчутно в зоні часткових навантажень (хід сервомотора  $S < 0,25$  м) і особливо в зоні режимів з

форсованою потужністю ( $S > 0,4$  м).

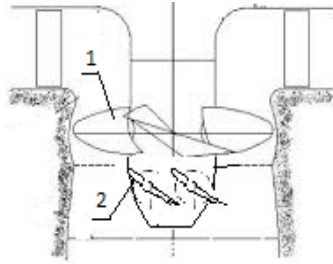


Рис. 5. Пропелерне РК з подовженим обтічником і поворотними лопатями:  
1 – РК; 2 – поворотні лопаті

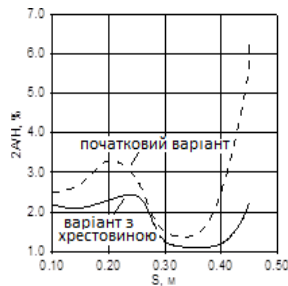


Рис. 6. Вплив хрестовини на рівень ПТ в натурній турбіні Нурекської ГЕС

**3. Використання спеціальних вставок та бичків на стінці ВТ, зміна довжини обтічника РК.** Встановлення за РК (без обтічника) спеціальних вставок – циліндричної колони (рис. 7, а), перешкоджає змиканню контуру з циркуляцією, що охоплює маточину у кореневих перетинах лопаті. Таким чином, область течії за РК стає двохзв'язною, і ВД як би «центрується» на внутрішньому кордоні, що сприяє значному зменшенню ексцентриситету [12].

У наших дослідях в модельній гідротурбіні РО230/9896-40 використовувались вставки з різними діаметрами циліндра  $0,15D_1$  і  $0,33D_1$ . Експериментальні дослідження із застосуванням фотографування показали, що вставка з діаметром  $0,15D_1$  значно послаблює рівень джгутових ПТ на режимах далеких від оптимальних і повністю усуває їх на режимах близьких до оптимальних. Збільшення діаметра вставки до  $0,33D_1$  призвело до того, що ВД не спостерігається у всьому діапазоні режимів і не реєструвався датчиками, встановленими на стінці ВТ. Запис процесу ПТ при цьому нагадує запис високочастотного шуму зі слабкою інтенсивністю.

Використання подовженого конічного обтічника РК (рис. 7, б) також призводить до «центрування» джгута на деякому протязі ВТ. Однак рідкий контур, що охоплює обтічник і сповзає з нього, має можливість зімкнутися до діаметра ядра джгута. При цьому утворюється ВД, хоча його інтенсивність дещо ослаблена обтічником за рахунок тертя. На рис. 8. наведені результати вимірювання рівня ПТ в модельній гідротурбіні РО-310/1118-40 з різними обтічниками (подовжений конічний обтічник з  $h = 0,35D_1$  замість  $0,21D_1$ ). Звертає на себе увагу розширення зони мінімальних значень ПТ і зміщення цієї зони в область підвищених витрат. Цю обставину

можна пояснити тим, що зниження циркуляції ВД за рахунок тертя більш відчутно правіше оптимуму, де закрутка потоку протилежна обертанню РК. На оптимальному режимі і при перевантаженні ККД не змінився, а на режимі недовантаження він збільшився на 1–2 %. Для зниження рівня джгутових ПТ на режимах недовантаження  $(0,1-0,25)Q'_p$  в діапазоні  $n'_{\max}-n'_{\min}$  були використані бички різних профілів на стінці конуса ВТ за РК (рис. 7, б). Їхнє використання привело до зниження рівня джгутових ПТ в 1,5–2 рази.

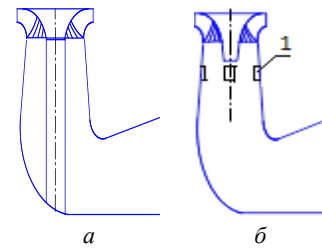


Рис. 7. Спеціальні вставки за РК:  
а – колона; б – подовжений конічний обтічник РК і бички 1 на стінці ВТ

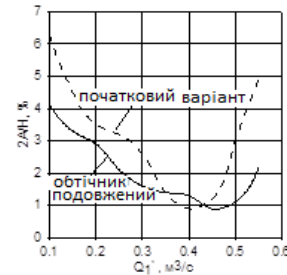


Рис. 8. Вплив довжини обтічника на рівень ПТ в гідротурбіні РО310

**4. Вплив впуску повітря на рівень ПТ в ВТ модельних гідротурбін РО115 і РО230.** У модельній гідротурбіні РО115/810-51,56 впуск повітря здійснювався в зоні обтічника РК [7]. Повітря з атмосфери надходило по трубопроводу, через колектор, вал моделі турбіни і через отвори в обтічнику РК виходило за лопатевої системою. На трубопроводі був розташований вентиль для регулювання кількості повітря, а також витратомірний пристрій з манометром. На бічній поверхні обтічника рівномірно по колу в перерізі, перпендикулярному осі валу турбіни, і розташованому на відстані 100 мм від торця обтічника, виконані 24 отвори з  $d = 4$  мм кожне. Вимірювання об'ємної кількості впуску повітря здійснювалося витратомірною шайбою.

Оцінка впливу впуску повітря на ПТ в модельній гідротурбіні РО115 проводилася за датчиком, розташованим під РК на відстані  $0,63D_1$  від нижнього ободу РК. Результати дослідження впливу впуску повітря на рівень ПТ представлені на рис. 9 у вигляді залежностей  $2A/H, \%$  при домінуючих джгутових частотах для режимів з  $n'_1 = 70 \text{ хв}^{-1}$ , що відповідає  $H = 108$  м. Аналіз результатів випробувань показав, що впуск повітря при роботі гідротурбіни істотно знижує рівень ПТ на режимах часткового навантаження. Кількість повітря змінювалося від 0 до

0,6 % від витрати води через турбіну. Встановлено, що вже малі кількості повітря (0,1 %) знижують рівень ПТ вдвічі (на режимі малого навантаження при  $a_0 = 16$  мм). Рівень ПТ на режимах близьких до номінальної потужності ( $a_0 = 28$  мм) не залежить від кількості повітря, що надходить в проточну частину.

Дослідження впливу впуску повітря на рівень ПТ в модельній гідротурбіні PO230/9896-46 представлені на рис. 10 у вигляді залежностей подвійних амплітуд ПТ для режиму з оптимальною наведеною частотою обертання. З аналізу результатів вимірювань випливає, що при оптимальному відкритті ( $a_0 = 25$  мм) впуск повітря практично не впливає на рівень ПТ, так як на цьому режимі немає ВД. При режимах з розвиненим ВД ( $a_0 = 10$  мм і  $a_0 = 35$  мм) впуск повітря дає значний позитивний ефект. Причому, цей вплив вже відчутно при малих дозах повітря рівних 0,25 %. Як видно з аналізу графіків, подальше збільшення впуску повітря вже не дає значного зниження ПТ.

Впуск повітря впливає і на частоту обертання ВД. Так при  $a_0 = 10$  мм частота джгута  $f_{дж} = 0,25f_{об}$  без впускання повітря, а при  $a_0 = 35$  мм –  $0,4f_{об}$ . При впуску повітря частота обертання на вищевказаних режимах стала дорівнювати, приблизно, оборотній частоті. Суттєве зменшення ПТ при впуску повітря, пояснюється тим, що він надає демпфуючий вплив, і, призводить до зменшення ексцентриситету ВД в зв'язку з ефектом центрифугування.

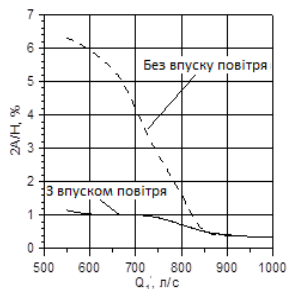


Рис. 9. Вплив повітря на ПТ при  $n'_1 = 70,2 \text{ хв}^{-1}$  в модельній турбіні PO115

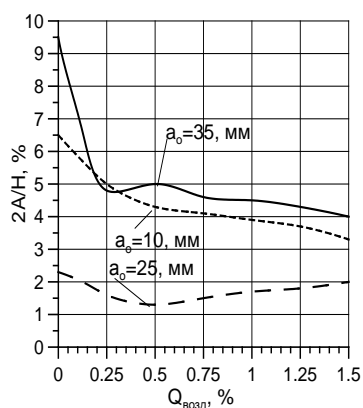


Рис. 10. Вплив кількості повітря на ПТ в модельній турбіні PO230

**Висновки.** 1. Експериментальні комплексні дослідження (пульсаційні, зондові, енергетичні) повністю підтвердили доцільність застосування ПЕЛ в зоні вихідної кромки у втулки РО гідротурбіни.

Відкриття ПЕЛ на  $+5^\circ$  щодо вихідного положення на режимах великих  $a_0$  і при різних  $n'_1$  призвело до зменшення ПТ в 1,5–2 рази, внаслідок зменшення циркуляції за РК.

2. Використання подовженого обтічника пропелерного РК з поворотними лопатями дозволяє знизити амплітуди джгутових ПТ на режимах недовантаження і форсування потужності на 20–40 %.

3. Застосування хрестовини з ребрами, встановленими в зоні корневих перетинів лопаті поблизу обтічника РК, дозволило в три рази зменшити ПТ в зоні форсування потужності гідротурбіни.

4. Використання центральної вставки ВТ і подовженого обтічника РК дозволяють отримати суттєве зниження джгутових ПТ за рахунок того, що вихор центрується внаслідок зменшення ексцентриситету ВД.

5. Використання бичків різних профілів за РК гідротурбіни на стінці ВТ на режимах недовантаження ( $0,1-0,25$ )  $Q'_p$  в діапазоні  $n'_{max}-n'_{min}$  дозволяє знизити джгутові ПТ у 1,5–2 рази.

6. Аналіз результатів впуску повітря під РК показав, що вже малі кількості повітря (0,1 %) знижують рівень ПТ вдвічі на режимах часткового навантаження в гідротурбіні PO115/810. В моделі PO230/9896-46 до істотного зниження ПТ призводить впуск повітря в кількості 0,25 %. На режимах номінальної потужності рівень ПТ не залежить від кількості повітря, що поступає під РК.

#### Список літератури

1. Мураками М. Вибрация отсасывающих труб гидротурбин. *Труды IAHR. Сер.: А.* 1961. № 1. С. 48–54.
2. Завьялов П. С., Бондаренко А. В. Исследование нестационарных явлений в проточной части модельных гидротурбин. 8 *Симпозиум МАГИ*. Ленинград, 1976. С. 519–535.
3. Бондаренко А. В., Завьялов П. С. Улучшение пульсационной характеристики радиально-осевой гидротурбины. *Вісник НТУ «ХП»*. Харків: НТУ «ХП». 1991. № 25. С. 64–67.
4. Завьялов П. С., Бондаренко А. В., Кухтенков Ю. М. А. с. 14009770, СССР *Рабочее колесо высоконапорной радиально-осевой гидромашины*. 1988.
5. Завьялов П. С., Бондаренко А. В., Кухтенков Ю. М. Пат. UA 8379.SU1353924.A1, Украина. *Рабочее колесо высоконапорной радиально-осевой гидромашины*. 1997.
6. Пази Л. Г. Исследование периодических пульсаций давления в отсасывающих трубах гидротурбин. *Труды ВНИИГидромашин*. 1968. Вып. 37.
7. Veremeenko J. S., Zavalov P. S., Vapnik B. K. Methods of reducing low-frequency pressure fluctuations behind Francis hydroturbine runner. *24 Kongress IAHR. (9–13 September 1991, Madrid)*.
8. Falvey H. T. Primer on draft tube surging. *Hydro rev.* 1993. No. 12-N1. P. 76–86.
9. Kubota T., Jamada S. Effect of cone angle at draft tube inlet in hydraulic characteristics of Francis turbine. *Symposium Operating Problems of Pump Stations and Power Plants. (13–17 September 1982, Amsterdam)*.
10. Завьялов П. С., Кухтенков Ю. М., Подвойський Ю. А. К методу расчета пульсационных характеристик от вихревых жгутов за рабочим колесом гидротурбины. *Проблемы машиностроения*. Харьков: НАНУ ИПМаш. 2003. № 2. С. 84–92.
11. Dorfler P. Systemtheoretische Ansätze für die Saugrohrschwingungen der Francis turbinen. *VDI-Berichte*. 1981. No. 424. P. 211–222.
12. Grein H. Vibration phenomena in Francis turbines: their causes and prevention. *IAHR Symposium*. 1980. P. 527–539.
13. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Вахрушева О. С. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений

- для различных диапазонов напоров. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ»*. Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 1 (1044). С. 49–57.
14. Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Т. Д. Совершенствование рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых и радиально-диагональных гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 22 (1244). P. 4–14.
  15. Потетенко О. В., Крупа Е. С. Особенности рабочего процесса радиально-осевых турбин на высокие напоры. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). P. 41–46.
  16. Владиславлев Л. А. *Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций*. Москва: Энергия, 1972. 176 с.
  17. Веремеенко И. С. Исследование пульсационных и вибрационных характеристик гидротурбин и разработка способов их улучшения. *Энергомашиностроение*. 2009. № 9. С. 71–88.
  18. Потетенко О. В., Ковальов С. М., Кухтенков Ю. М. Пат. UA 5155, Украина. *Робоче колесо високонапірної РО гидротурбіни*. 2005.
  19. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010. Vol. 2 (8). P. 3824–3831.
  20. Платонов Д. В., Минаков А. В., Дектерев А. А. Исследование влияния пульсационных явлений на режимы работы высоконапорных ГЭС. *Современная наука*. 2014. № 1. С. 102–108.
- References (transliterated)**
1. Murakami M. Vibratsiya otsasyvayushchikh trub gidroturbin [Vibration of the suction pipes of hydraulic turbines]. *Trudy IAHR. Seriya: A*. 1961, no 1, pp. 48–54.
  2. Zav'yalov P. S., Bondarenko A. V. Issledovanie nestatsionarnykh yavleniy v protochnoy chasti model'nykh gidroturbin [Investigation of unsteady phenomena in the flow path of model hydraulic turbines]. *8 Sipozium MAGI [Syposium MAGI]*. Leningrad, 1976, pp. 519–535.
  3. Bondarenko A. V., Zav'yalov P. S. Uluchshenie pul'satsionnoy kharakteristiki radial'no-osevoy gidroturbiny [Improvement of the pulsation characteristics of a radial-axial hydraulic turbine]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 1991, no 25, pp. 64–67.
  4. Zav'yalov P. S., Bondarenko A. V., Kukhtenkov Yu. M. *Rabochee koleso vysokonapornoy radial'no-osevoy gidromashiny* [Impeller of high-pressure radial-axial hydromachine]. Certificate of authorship the USSR, no. 14009770, 1988.
  5. Zav'yalov P. S., Bondarenko A. V., Kukhtenkov Yu. M. *Rabochee koleso vysokonapornoy radial'no-osevoy gidromashiny* [Impeller of high-pressure radial-axial hydromachine]. Patent Ukraine, UA 8379.SU1353924.A1, 1997.
  6. Pazi L. G. Issledovanie periodicheskikh pul'satsiy davleniya v otsasyvayushchikh trubakh gidroturbin. [Investigation of periodic pressure pulsations in the suction pipes of hydraulic turbines]. *Trudy VNI gidromashina*. 1968, issue 37.
  7. Veremeenko J. S., Zavalov P. S., Vapnik B. K. Methods of reducing low-frequency pressure fluctuations behind Francis hydroturbine runner. *24 Kongress IAHR. (9–13 September 1991, Madrid)*.
  8. Falvey H. T. Primer on draft tube surging. *Hydro rev.* 1993, no. 12-N1, pp. 76–86.
  9. Kubota T., Jamada S. Effect of cone angle at draft tube inlet in hydraulic characteristics of Francis turbine. *Symposium Operating Problems of Pump Stations and Power Plants. (13–17 September 1982, Amsterdam)*.
  10. Zav'yalov P. S., Kukhtenkov Yu. M., Podvoys'kiy Yu. A. K metodu rascheta pul'satsionnykh kharakteristik ot vikhrevykh zhgutov za rabochim kolesom gidroturbiny [To the method of calculating the pulsation characteristics from vortex swirles behind the impeller of a hydraulic turbine]. *Problemi mashinostroeniy*. Kharkov, NANU IPMash Publ., 2003, no. 2, pp. 84–92.
  11. Dorfler P. Systemtheoretische Ansätze für die Saugrohrschwingungen der Francis turbinen. *VDI-Berichte*. 1981, no. 424, pp. 211–222.
  12. Grein H. Vibration phenomena in Francis turbines: their causes and prevention. *IAHR Symposium*. 1980, pp. 527–539.
  13. Potetenko O. V., Drankovskiy V. E., Krupa E. S., Vakhrusheva O. S. Sovershenstvovanie rabochikh protsessov gidroturbin s primeneniem novykh konstruktivnykh resheniy dlya razlichnykh diapazonov naporov [Improving hydraulic turbine workflows using new design solutions for various pressure ranges]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1 (1044), pp. 49–57.
  14. Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitori T. D. Sovershenstvovanie rabochego protsessu vysokonapornykh radial'no-osevykh i radial'no-diagonal'nykh gidroturbin [Improving the working process of high-pressure radial-axial and radial-diagonal hydroturbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 22 (1244), pp. 4–14.
  15. Potetenko O. V., Krupa E. S. Osobennosti rabochego protsessu radial'no-osevykh turbin na vysokie napory [Features of the working process of radial-axial turbines for high heads]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 41–46.
  16. Vladislavlev L. A. *Vibratsiya gidroagregatov gidroelektricheskikh stantsiy* [Vibration of hydroelectric power plants]. Moscow, Energiya Publ., 1972. 176 p.
  17. Veremeenko I. S. Issledovanie pul'satsionnykh i vibratsionnykh kharakteristik gidroturbin i razrabotka sposobov ikh uluchsheniya [Research of pulsation and vibration characteristics of hydraulic turbines and development of ways to improve them]. *Energomashinostroenie*. 2009, no. 9, pp. 71–88.
  18. Potetenko O. V., Koval'ov S. M., Kukhtenkov Yu. M. *Roboche koleso vysokonapirnoyi RO hidroturbiny* [Impeller of high-pressure radial-axial hydroturbine]. Patent Ukraine, UA 5155, 2005.
  19. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010, vol. 2 (8), pp. 3824–3831.
  20. Platonov D. V., Minakov A. V., Dekterev A. A. Issledovanie vliyaniya pul'satsionnykh yavleniy na rezhimy raboty vysokonapornykh GES [Investigation of the influence of pulsation phenomena on the operating modes of high-pressure HPP]. *Sovremennaya nauka*. 2014, no. 1, pp. 102–108.

*Надійшло (received) 28.02.2021*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Кухтенков Юрій Михайлович (Kukhtenkov Yuriy Mikhailovich, Kukhtenkov Yuriy)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9210-7486>; e-mail: [kuhtenkov.um@gmail.com](mailto:kuhtenkov.um@gmail.com)