

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ПІДТВЕРДЖЕННЯ ГАРАНТІЙ РЕГУЛЮВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТІВ ПРИ ЗБІЛЬШЕННІ НАПОРУ

Визначені основні напрямки розвитку гідроенергетики, розглянуті перспективи нарощування встановлених потужностей гідроелектростанцій України та світу. Проведений аналіз робочих режимів гідроагрегатів, розглянуті особливості роботи елементів системи управління гідроагрегата при скиді навантаження, визначені характерні відхилення параметрів режиму роботи гідроагрегату при скиді навантаження. Запропонована методика визначення гарантій регулювання гідроагрегатів при збільшенні напорі та роботі з підвищеною потужністю, проведений обчислювальний експеримент на прикладі гідроагрегату з радіально-осьовою гідротурбіною встановленою потужністю 29 МВт при збільшенні напорі на 10 %.

Ключові слова: гідроагрегат, збільшення напорі ГЕС, гарантії регулювання гідроагрегату, скид навантаження, потенціал гідроресурсів, елементи системи регулювання гідроагрегата, радіально-осьова гідротурбіна, гідродудар, критична частота обертання.

Вступ

Постановка проблеми і аналіз літератури. Гідроенергетика є однією з найбільш ефективних технологій отримання електроенергії в світі, оскільки використовує відновний енергоресурс. Слід також зауважити, що в загальному електроенергетичному балансі України гідроенергетика складає лише біля 9%. А це практично єдиний вид маневрених і регулюючих потужностей в Україні [4], як і власне "альтернативної", екологічно безпечної, енергозберігаючої енергетики [3, 4].

Окрім того, завдяки своїй маневреності, гідроенергетика сприяє вирішенню проблем стійкості енергосистем. Є країни, серед найбільш економічно розвинених країн світу, гідроенергетичний потенціал (ЕГЕП) яких вже використано на 80 – 100% [1, 2]. Слід зазначити, що рівень освоєння гідропотенціалу великих річок практично вичерпаний. В останні роки використання технічного гідропотенціалу великих річок в Україні перевищувало 60 %.

До використання потенціалу р. Дністер вимагає серйозних екологічних досліджень та обґрунтування (крім верхів'я). Ускладнює цю роботу міждержавне значення річки. Також необхідно сказати що встановлення міні ГЕС, не дає нам можливості досягти потрібного рівня енергозабезпечення.

Крім того існує проблема регулювання гідроагрегату при скиді навантаження. Цю проблему можливо вирішити за допомогою підтвердження гарантій регулювання.

Одним з шляхів нарощування потужностей гідроелектростанцій є модернізація існуючих ГЕС, зокрема шляхом можливого збільшення напорі.

Метою статті є оцінка очікуваних змін параметрів режиму роботи гідроагрегату при його роботі

з підвищеним напорі, перевірка здатності гідроагрегата видавати більшу потужність та використання методики розрахунку гарантій регулювання стосовно конкретного гідроагрегату.

Основний матеріал

1. Аналіз характерних режимів роботи гідроагрегату при скиді навантаження.

Скид навантаження на генераторі для гідроагрегата є штатним режимом роботи (хоча часто й обумовлений аварійними режимами роботи мережі і генератора, а також можливими збоями в роботі систем автоматики). Скид електричного навантаження на генераторі характеризується різким зменшенням моменту протидії на валу гідротурбіни. Відповідно, під дією напорі, частота обертів нічим не стриманого гідроагрегату різко росте та агрегат йде в «рознос», що в свою чергу призводить до механічних пошкоджень та глобальній аварії. Щоб цього не сталося при скиді електричного навантаження на генераторі слід швидко вивести турбіну з роботи шляхом закриття направляючого апарату. Але таке різке закриття направляючого апарату може призвести до явища гідравлічного удару в водоводі, яке полягає в наступному.

Маса рідини, що рухається по трубопроводі, при різкому перекритті його продовжує рух по інерції. Спочатку зупиниться та частина, що прийде в безпосереднє зіткнення з перешкодою, потім почнуть зупинятися наступні шари рідини, ущільнюючи шари, що зупинилися спереду. У результаті цього ущільнення тиск у зупиненої маси рідини буде зростати. Коли енергія руху рідини буде повністю використана в напрямку її руху, стисла маса рідини стане розширюватися й виникне зворотна, відбита, хвиля руху маси рідини. Зони зупиненої рідини й області підвищеного тиску

поширюються по трубопроводу назустріч, що рухається потоку, зі швидкістю поширення звуку у воді [5].

Завдання про гідравлічний удар уперше було вирішене російським вченим Н. Е. Жуковським. Для розрахунку ударного підвищення тиску може бути застосована формула Жуковського. Прямий гідравлічний удар буває тоді коли час закриття засувки t_z менше фази удару T , обумовленої формулою (1):

$$T = 2l/C_u, \quad (1)$$

де l – довжина трубопроводу від місця удару до перетину, у якому підтримується постійний тиск; C_u – швидкість поширення ударної хвилі в трубопроводі, визначається по формулі (2), м/с:

$$C_u = \sqrt{\frac{E}{\rho} \frac{1}{1 + \frac{ED}{E_{tr} \cdot h} \cdot k}}, \quad (2)$$

де E – модуль об'ємної пружності рідини; ρ – щільність рідини; $\sqrt{E/\rho}$ – швидкість поширення звуку в рідині; E_{tr} – модуль пружності матеріалу стінок труби; D – діаметр труби; h – товщина стінок труби.

Підвищення тиску при прямому гідравлічному ударі може бути визначене по формулі (3):

$$P = \rho \cdot C_u \cdot V_0, \quad (3)$$

де V_0 – швидкість руху води в трубопроводі до закриття засувки.

Таким чином, вираз (2) показує як взаємозалежні величини при гідравлічному ударі. Підвищення тиску при гідравлічному ударі спричиняє додаткові механічні зусилля на конструкції водоводу, спіральної камери та відводної труби визначається виразом (3).

2. Шлях вирішення процесів регулювання гідроагрегату при скиді навантаження.

Розрахунок гарантій регулювання гідроагрегату має за мету довести можливість роботи як гідротурбіни так і основних конструкцій (водовід, спіральна камера, відвідна труба, фундаментні конструкції) при впливі на них характерних для перехідного режиму збільшення частоти обертів турбін та наступного підвищення тиску в водоводі при закритті направляючого апарату. В процесі експлуатації турбіни необхідно створювати пуск агрегату в роботу, його зупинення, змінювати розвиваючу потужність згідно з навантаженням споживачів чи наявністю розхідної води чи напором ГЕС.

Найбільш важким режимом для роботи системи автоматики є режим скиду навантаження, оскільки він характеризується великою швидкістю розвитку аварійних процесів. Операції регулювання гідроагрегату створюються за допомогою системи автоматичного регулювання турбіни, яка при нормальній роботі агрегату під навантаженням забезпечує підтримання заданої частоти обертання, дозволяє виконувати потрібне оптимальне розподілення навантаження між працюючими турбінами і дає можливість швидкого зупинення турбіни в аварійних

умовах (перегрів підшипників, зупинення подачі змазування та ін.).

Система автоматичного регулювання повинна мати у собі пристрої для подачі масла потрібного тиску, які забезпечують роботу сервомоторів [6].

Адекватну та стабільну роботу гідроагрегату забезпечує система автоматичного регулювання гідротурбіни. Принципова схема системи автоматичного регулювання радіально осьової турбіни показана на рис. 1.

Система складається з трьох основних частин: маслонапірної установки (МНУ), забезпечуючи подачу масла під тиском, колонки управління КУ, в яких розміщуються усі органи управління і розподілення, і сервомоторів, пов'язаних з механізмом приводу лопаток направляючого апарату. Усі три частини з'єднані між собою: МНУ та КУ – маслопроводами В та Г, КУ та сервомотори маслопроводами А та Б та тягою зворотного зв'язку.

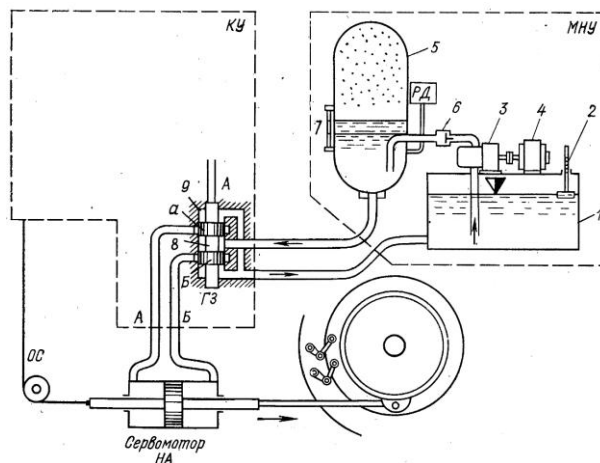


Рис. 1. Принципова схема системи автоматичного регулювання радіально осьової турбіни:

- 1 – зливний бак; 2 – масло насосів;
- 3 – масло насоси; 4 – електродвигуни; 5 – котли

Механізм приводу повинен забезпечувати однакове встановлення усіх направляючих лопаток при будь якому відкритті. Найбільш широко використовується принципова схема механізму приводу направляючих лопаток (рис. 2). На верхній кінець направляючих лопаток, які виступають над кришкою турбіни насажені ричаги 1, які за допомогою серег та тяг 2 з'єднані з регулюючим кільцем 3. Ці три елементи і представляють основну ланку механізму приводу. На рис. 2, а механізм показаний в положенні повного закриття. Якщо регулююче кільце повертається проти часової стрілки, то усі речами будуть повертатися на один і той же кут, а з ним і направляючі лопатки – турбіна буде відчинятися.

На рис. 2, б положення елементів механізму дано при повному відкритті. Таким чином, для змінення потужності турбіни потрібно повертати регулююче кільце.

Сервомотори направляючого апарату призначені для переміщення регулюючого кільця та змінення відкриття направляючих лопаток для регулювання потужності турбіни. Оскільки в механізмі приводу з'являються великі навантаження, викликані силовою взаємодією потоку на направляючі лопатки і силами тертя, тоді сервомотори повинні забезпечувати потрібні перестановочні зусилля і в той же час забезпечувати плавне і точне змінення відкриття направляючого апарату турбіни. Такі властивості мають гідравлічні сервомотори (серводвигуни), діючі за допомогою масла, яке подається під високим тиском. Та використовуються в усіх системах регулювання великих турбін.

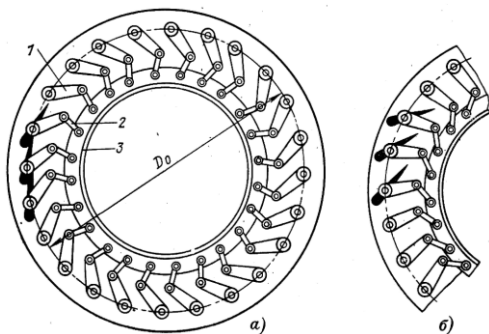


Рис. 2. Схема механізму приводу направляючих лопаток: а – положення елементів повного закриття; б – положення елементів механізму повного відкриття

Схема сервомоторів направляючого апарату турбін, яка широко використовується показана на рис. 3. На схемі два сервомотори, котрі складаються з циліндра і поршня, з'єднаного тягою з регулюючим кільцем.

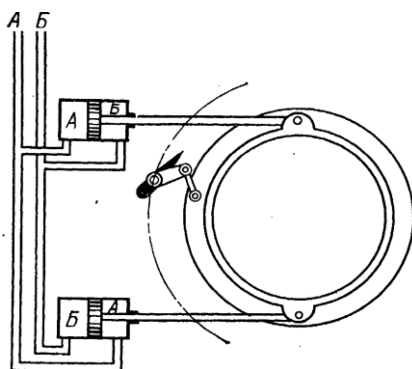


Рис. 3. Схема приводу направляючого апарату з двома циліндричними сервомоторами А, Б – трубопроводи

Сервомотори працюють наступним чином. До порожнини А циліндрів підходить труба А, до порожнини Б – труба Б. Якщо до труби А підвести масло під великим тиском, а трубу Б з'єднати зі зливом, то поршні і шток сервомоторів будуть рухатись, змушує регулююче кільце обертатись за часовою стрілкою, що визиває закриття турбіни. Навпаки, якщо в труби Б підвести масло під великим тиском, а трубу А з'єднати зі зливом, то регулююче

кільце обертатись в зворотному напрямку, відкриваючи турбіну.

Для крупних і потужних радіально-осьових турбін в останній час стали використовувати схему з індивідуальними сервомоторами для кожної направляючої лопатки. Це дозволяє виключити важке регулювальне кільце і не ставити в механізмі проводу послаблені ланки. Але кількість сервомоторів становиться рівною кількості направляючих лопаток (20 – 24), це ускладнює схему керування ними. Передбачають спеціальні пристрої синхронізації руху сервомоторів.

Маслонапірна установка (МНУ) (рис. 1) складається з зливного баку 1, наповненого маслом до рівня вказаного поплавковим показником 2, об'ємних, звичайно гвинтових, масло насосів 3 з електродвигунами 4 та котла 5 (масло повітряного акумулятору), який приблизно на 2/3 заповнений стисненим повітрям і на 1/3 маслом.

Під час роботи системи регулювання масло під тиском з котла 5 піднімається по трубі і з цієї самої труби повертається в зливний бак 1. Заповнення масла в котлі створюється насосом, який перекачує його з зливного баку в котел, рівень масла в котлі видно з масломірною шкалою 7. Звичайно насос працює в безперервному режимі з перепадами тиску 0,2 – 0,3 МПа, проти номінального 2,5 – 4,0 чи 6,3 МПа з допомогою реле тиску РТ вмикається електродвигун і насос накачує масло в котел до рівня, при якому тиск підіймається до номінального встановленого. Після цього РТ дає імпульс на зупинення насосу. Зворотній клапан 6 закривається та розгружує насос від тиску масла. Передбачається можливість роботи насосу в неприливному режимі, для чого служить перепускний клапан, перемикаючий напірний трубопровід на злив при досягненні в котлі верхньої межі тиску. Наявність масла повітряного акумулятору підвищує надійність роботи всієї системи регулювання турбіни та знижує потрібну потужність насосів.

Колонка управління, чи колонка регулятора, представляє собою складний елемент, який складається з органів управління, розподілення та регулювання. Основним органом розподілення масла є головний золотник ГЗ (рис. 1), який складається із золотника 8, з двома розподільними циліндрами а та б корпуса 9, в якому переміщується золотник з невеликими зазорами. В корпусі зроблені 2 канавки висотою небагато меншою, ніж роздільні циліндри. До середньої порожнини золотника підводиться масло із котла МНУ по трубі В; верхня та нижня порожнини з трубою Г з'єднані з зливним баком, а канавки в корпусі ГЗ з'єднані з трубами А та Б, які ідуть до сервомоторів. Оскільки торцеві площини золотника рівні, тоді при будь-якому тиску в трубах В та Г золотник врівноважений, що забезпечує можливість його переміщення порівняно малим зусиллям.

Коли золотник знаходиться в середньому положенні, обидві канавки перекриті і тиск в трубах А та Б та в відповідних полостях сервомоторів однаковий, при цьому поршні залишаються нерухомими. Якщо зрушити золотник вверх від середнього положення, то труба та полості сервомоторів А з'єднуються з трубою В та тиск у ній збільшиться, а труба та полість Б з трубою Г і тиск у ній впаде.

Поршень під тиском, який створюється перепадом тиску, разом зі штоком рухається вправо, повертаючи регулююче кільце і закриваючи направляючий апарат. При зміщенні золотника вниз направляючий апарат буде відкриватися. Чим більше зміщення золотника, тим швидше рухається поршень сервомотора, тим швидше змінюється відкриття турбіни.

Часто потребується обмежити найбільшу швидкість зміщення сервомоторів на закриття та відкриття. Це досягається обмеженням зміщення золотника 8, від середнього положення за допомогою упорів допускаючи регулювання.

Пристрої автоматичного регулювання та колонки управління можуть бути різноманітними як по конструктивному рішенню, так і по схемам. Вони розділяються на 2 види : гідромеханічні, які використовують механічні елементи, та електрогідролічні(ЕГР), основані на використанні електричних пристроїв.

3. Розробка методики розрахунку гарантій регулювання гідроагрегату потужністю 29 МВт з радіально-осьовою гідротурбіною при збільшенні напору

Розрахунок та підтвердження гарантій регулювання гідроагрегату проведено на прикладі радіально-осьової гідротурбіни потужністю 29 МВт.

У якості розрахункових прийняті режими скидання навантаження з агрегатів при наступних початкових (до скидання) умовах роботи (табл. 1)

Таблиця 1

Параметри початкових режимів

N, кВт	H, м	n', об/хв	Q', м ³ /с	μ
29000	114,87	71,4	0,894	0,86

Розрахунок виконаний на ЕОМ по спеціальній програмі для уточненої схеми реального водоводу з підвищеним тиском (рис. 4). Основні особливості програми розрахунків наступні: обертаючий момент ротора й витрата води через турбіну визначаються по модельних характеристиках робочого колеса. Уведення модельних характеристик здійснюється табличним способом – матрицями наведеної витрати Q' і коефіцієнта корисної дії η_т у функції двох змінних - відносного відкриття н.а. μ; наведеної частоти обертання n'. Рівняння зміни напору води внаслідок гідравлічного удару складено з урахуванням втрат напору, хвильових процесів у водоводі й пружності середовища. Закон руху напрямного апарата визначається з обліком: характеристик головного золотника регулятора турбіни; характеристик пристрою, що демпфірує, що включається поблизу закритого положення сервомотора н.а. і втрат тиску в мастилопроводах системи регулювання; зміни тиску в маслонапорной установці в процесі регулювання при розширенні повітря в гідроаккумуляторі; модельних силових характеристик лопаток н.а. (ср и см), що задають у функції відкриття н.а.

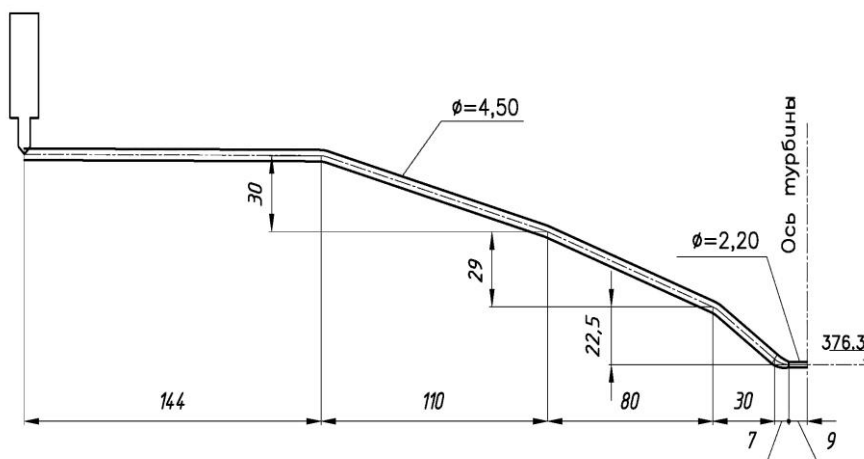


Рис. 4. Схема підвідного напірного водоводу

Результати розрахунку представлені нижче у вигляді графіків (рис. 5 – 7).

Висновки

Можливе збільшення напору гідроелектростанції слід використовувати для збільшення виробітки

електроенергії, що має значний економічний ефект.

При збільшенні напору ГЕС слід детально проаналізувати можливість роботи встановленого гідроагрегату в умовах, що змінилися. В розглянутому прикладі запас міцності гідроагрегату та основних споруд дозволяє роботу станції з підвищеним напором.



Рис. 5. Залежність відносної частоти обертання та величини напору турбіни від часу

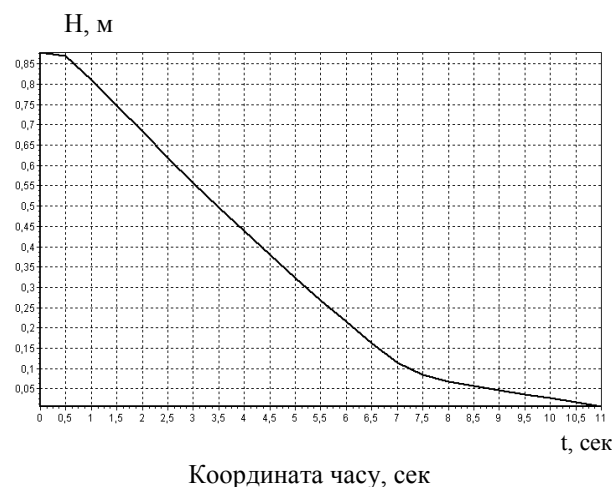


Рис. 6. Залежність відносного відкриття направляючого апарату від часу

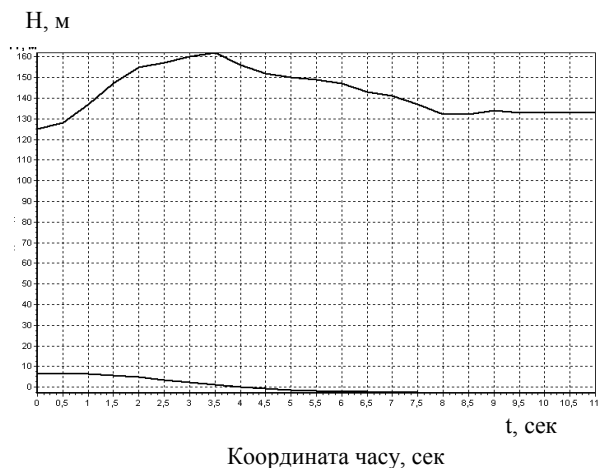


Рис. 7. Залежність тиску в спіральній камері Н с.к. і вакууму під робочим колесом Н вак від часу

Список літератури

1. Bartle A. *Hydropower potential and development activities. Energy Policy*, 2002. – Vol. 30, P. 1231-1239.
2. *Hydropower and Dams. 2001. World Atlas and IndustryGuide. AquaMedia Int., UK.* – P. 1230-1239.
3. *Гидроэнергетика и окружающая среда / под общ. ред. Ю. Ландау и Л.А. Сиренко.* – К.: Либра, 2004. – 484 с.
4. Шидловський А.К. Надійні гідроелектростанції — гарант технологічної безпеки та ефективної експлуатації АЕС та ТЕС / А.К. Шидловський, С.І. Потапчик, Г.М. Федоренко // *Гідроенергетика України.* – 2005. – № 1. – С. 8-11.
5. *Основы гидравлики и аэродинамики / В.И. Калицун, Е.В. Дроздов, А.С. Комаров, К.И. Чижик.* – «Стройиздат», 2002. – 164с.
6. Гаркави Е.Ю. / Е.Ю. Гаркави, М.И. Смирнов // *Регулирование гидротурбин.* – Л.:Гостехиздат, 1954. – 234 с.

Надійшла до редколегії 27.02.2012

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.М. Фоменко, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПОДТВЕРЖДЕНИЯ ГАРАНТИЙ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ ПРИ УВЕЛИЧЕНИИ НАПОРА

П.Ф. Буданов, А.М. Чернюк, В.В. Ковширко

Определены основные направления развития гидроэнергетики, рассмотрены перспективы наращивания установленных мощностей гидроэлектростанций Украины и мира. Проведен анализ рабочих режимов гидроагрегатов, рассмотрены особенности работы элементов системы управления гидроагрегата при сбросе нагрузки, определены характерные отклонения параметров режима работы гидроагрегата при сбросе нагрузки. Предложена методика определения гарантий регулирования гидроагрегатов при увеличении напора и работе с повышенной мощностью, проведен вычислительный эксперимент на примере гидроагрегата с радиально-осевой гидротурбиной установленной мощностью 29 МВт при увеличении напора на 10 %.

Ключевые слова: гидроагрегат, увеличение напора ГЭС, гарантии регулирования гидроагрегата, сброс нагрузки, потенциал гидроресурсов, элементы системы регулирования гидроагрегата, радиально-осевая гидротурбина, гидроудар, критическая частота вращения.

RENEW METHOD OF WARRANTIES OF ADJUSTING OF HYDROAGGREGATES AT PRESSURE INCREASE

P.F. Budanov, A.M. Chernjuk, V.V. Kovshirko

The basic directions of development of the hydropower, the considered perspectives of overgrowth of the fixed powers of water power stations of Ukraine and the world are defined. The carried out assaying of operating duties of the hydroaggregates, the considered features of operation of control elements of the hydro aggregate at the load reset, certain characteristic aberrations of parameters of a mode of behavior to the hydro aggregate at load reset. The offered technique of definition of warranties of adjusting of hydroaggregates at increase in a pressure and operation with the heightened power, the made computing experiment on an example to the hydro aggregate with the radial-axial hydraulic turbine the fixed power 29 MBT at increase in a pressure at 10 %.

Keywords: the hydro aggregate, increase in a pressure of hydroelectric power station, the warranty of adjusting to the hydro aggregate, load reset, potential of water resources, elements of a regulating system of the hydro aggregate, the radial-axial hydraulic turbine, hydro blow, a call critical frequency.