

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ ЕНЕРГЕТИКИ, ЕЛЕКТРОНІКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ

КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

Кваліфікаційна робота

другий магістерський

(рівень вищої освіти)

на тему Аналіз вібраційних характеристик гідроагре-
гату Дніпровської ГЕС

Виконав: студент _____ курсу, групи _____

спеціальності 145 гідроенергетика
(код і назва спеціальності)

освітньої програми Гідроенергетика
(код і назва освітньої програми)

спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)

Висоцька Євгенія Борисівна
(ініціали та прізвище)

Керівник Бончак К.Т.Н. Осаука О.І
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент Кад. Маш. Чорна ГЕС - Ванченко А.С
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя

2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет енергетики, електроніки та інформаційних технологій
Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики
Рівень вищої освіти другий магістерський
Спеціальність 145 Гідроенергетика
(код та назва)
Освітня програма Гідроенергетика
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри _____
« 13 » 01 2020 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ (СТУДЕНТЦІ)

Висоцької Євгенії Борисівни
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) Аналіз вібраційних характеристик гідроагрегату Аніпоровської ГЕС

керівник роботи Олександр Олександрович Іванович, доцент, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

атвержені наказом ЗНУ від « 10 » 09 2019 року № 1536-с

Строк подання студентом роботи 10.01.2020

Вихідні дані до роботи $P = 43-65$ МВт (Г1-Г3);

$P = 43-72$ МВт (Г4-Г9)

Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно зробити) Розрахунок гранично припустимих величин вібрацій опорних конструкцій.

Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) переріз будівлі ГЕС-1; Схема розташування датчиків системи контролю гідроагрегату; Спектрограми вібраційних сигналів; Результати обчислень; Спектрограми вібраційної швидкості; Траєкторія руху валу біля підшипників.
Консультанти розділів роботи _____

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Осаун О. І.	10.09 - М.Осаун	10.10 М.Осаун
2	Осаун О. І.	11.10 М.Осаун	11.11 М.Осаун
3	Осаун О. І.	11.11 М.Осаун	11.12 М.Осаун
4	Осаун О. І.	11.12 М.Осаун	29.12 М.Осаун

7 Дата видачі завдання 10.09.19

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Прим
1.	Вступ. і. Оцінка вихідних. Вибір теми та нав. рос.	10.09 - 29.12. М.Осаун	

Студент Висоцька Є.Б.
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту) М.Осаун Осаун О. І.
(підпис) (ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер М.Осаун Осаун О. І.
(підпис) (ініціали та прізвище)

І
В
П
за
пі
си
віб
ЗБУ
speci
Natic
Infor

АНОТАЦІЯ

Висоцька Є.Б. Аналіз вібраційних характеристик агрегату Дніпровської ГЕС.

Кваліфікаційна робота здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 145 – Гідроенергетика, науковий керівник Осаул О.І. Запорізький національний університет. Інженерний інститут. Факультет енергетики, електроніки та інформаційних технологій, кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2020.

Розглянуті характеристики стаціонарних і нестаціонарних випадкових процесів при роботі гідроагрегатів. Систематизовані збуджуючі сили, що викликають вібрацію гідроагрегатів, наведено аналіз механічних, гідравлічних і електричних збуджуючих сил в сталих і не усталених режимах, зазначені причини, що їх породжують, або причини, що створюють підвищену вібрацію агрегатів, і показано діапазон частот зміни збуджуючих сил. Визначені технічне та програмне забезпечення, критерії оцінки рівня вібрації опорних конструкцій і биття валу гідроагрегата.

Ключові слова: ВІБРАЦІЇ, ГІДРОАГРЕГАТ, ОПОРНІ КОНСТРУКЦІЇ, ЗБУРЮЮЧІ СИЛИ.

ABSTRACT

Vysotska Y.B. Analysis of vibration characteristics of the DniproHES.

Qualifying work for obtaining a master's degree in higher education by specialty 145 – Hydropower, scientific supervisor Osaul A.I. Zaporizhzhia National University. Engineering Institute. Faculty of Energy, Electronics and Information Technology, Department of Thermal Power and Hydropower, 2020.

The considered descriptions of stationary and non-stationary casual processes are during work of hydroelectric generators. Revolting systematized forces that cause the vibration of hydroelectric generators, an analysis over of mechanical is brought, revolting hydraulic and electric forces in the permanent and not withstand modes, marked reasons, that they are generated, or reasons that create an increase vibration of aggregates, and the range of frequencies of change of revolting forces is shown. The technical

and programmatic providing, criteria of estimation of level of vibration of entablatures and beating of billow of hydroelectric generator is certain.

Keywords: VIBRATIONS, HYDROELECTRIC GENERATOR, ENTABLATURES, REVOLTING FORCES.

АННОТАЦИЯ

Высоцкая Е.Б. Анализ вибрационных характеристик агрегата Днепровской ГЭС.

Квалификационная работа получения степени высшего образования магистра за специальностью 145 – Гидроэнергетика, научный руководитель Осаул А.И. Запорожский Национальный Университет. Инженерный институт. Факультет энергетике, электроники и информационных технологий, кафедра теплоэнергетики и гидроэнергетики, 2020.

Рассмотренные характеристики стационарных и нестационарных случайных процессов при работе гидроагрегатов. Систематизированные возмущающие силы, которые вызывают вибрацию гидроагрегатов, приведен анализ механических, гидравлических и электрических возмущающих сил в постоянных и не устойчивых режимах, отмечены причины, что их порождают, или причины, которые создают повышенную вибрацию агрегатов, и показан диапазон частот изменения возмущающих сил. Определены техническое и программное обеспечения, критерии оценки уровня вибрации опорных конструкций и битья вала.

Ключевые слова: ВИБРАЦИИ, ГИДРОАГРЕГАТ, ОПОРНЫЕ КОНСТРУКЦИИ, ВОЗМУЩАЮЩИЕ СИЛЫ.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ОГЛЯД ДЖЕРЕЛ. ВИБІР ПРОБЛЕМИ ТА НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ	9
1.1 Стан вібростійкості обладнання	9
1.2 Основні проблеми вібрації гідроагрегату	15
1.3 Основні джерела вібрації	18
1.3.1 Сталий режим	18
1.3.1.1 Механічні збурюючі сили	18
1.3.1.2 Гідравлічні збурюючі сили	29
1.3.1.3 Електричні збурюючі сили	55
1.3.2 Несталий режим	59
1.4 Вибір напрямку дослідження	63
2 МЕТОДИКА ОЦІНКИ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ГІДРОАГРЕГАТУ	67
2.1 Опис та технічні характеристики гідроагрегату Г9 ДГЕС-1	67
2.2 Мета випробування і об'єкт випробування	69
2.3 Технічне та програмне забезпечення	69
2.4 Оцінка рівня вібрації опорних конструкцій і биття вала агрегату	71
2.4.1 Причини підвищеної вібрації	71
2.4.2 Визначення місць установлення датчиків переміщення і вібрації та режими випробувань гідроагрегату ДГЕС-1	72
3 РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ ТА АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОАГРЕГАТА Г9 ДГЕС-1	75
3.1 Результати випробування рівня биття вала гідроагрегата Г 9 ДГЕС-1	75
3.2 Розрахунок гранично припустимих величин вібрації опорних конструкцій гідроагрегатів ДГЕС-1 по віброшвидкості	76
3.3 Оцінка рівня вібрації опорних конструкцій гідроагрегата Г9 ДГЕС-1	76

4	ОХОРОНА ПРАЦІ	83
4.1	Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Заходи безпеки	83
4.1.1.1	Небезпечні та шкідливі виробничі фактори	83
4.1.1.2	Правила безпечної експлуатації електроустановок	84
4.1.1.3	Вимоги пожежної безпеки до електроустановок	89
4.1.1.4	Виробнича санітарія	91
4.1.1.5	План локалізації та ліквідації аварійних ситуацій та аварій «ПЛАС»	91
4.2	Розрахунок захисного заземлення тиристорно-керованого реактора	92
	ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ	98
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	100
	Додаток А Оцінка вібрації опорних конструкцій гідроагрегата	102
	Додаток Б Спектрограми вібропереміщення та віброшвидкості	103

ВСТУП

Гідроенергетика становить вагому частину загальної енергетичної системи й відноситься до поновлюваних джерел енергії. Тому не дивно, що надійності в роботі гідроелектростанцій приділяється велика увага. Надійність експлуатації гідроагрегатів гідроелектричних станцій визначається рядом факторів. Одним з таких факторів є характер і величина вібрації агрегату в цілому й окремих його вузлів. Вібрація характеризує стан агрегату після його пуску в експлуатацію. По характеру й величині вібрації можуть бути виявлені деякі несправності в агрегаті, а також його перед аварійний стан.

Вібрація агрегату часто викликає вібрацію іншого устаткування, що знаходиться в будівлі ГЕС, щитів керування із захисною апаратурою та ін., а також окремих елементів самої будівлі. На гідроелектростанціях мали місце випадки помилкового спрацьовування захисту через надмірну вібрацію гідроагрегатів.

Гідроагрегати на відміну від багатьох інших машин можуть бути перевірені лише на місці установки в зібраному вигляді, у зв'язку, із чим всі динамічні властивості агрегату виявляються тільки після його пуску.

Знання результатів дії динамічних сил на ті або інші окремі вузли агрегату й гідротехнічні споруди (фундамент та ін.) сприяє розробці й уточненню методики інженерних розрахунків міцності й вібраційної стійкості гідроагрегату.

Регулярне спостереження за станом агрегатів відносно вібрації дозволяє експлуатаційному персоналу станції вчасно виявити неполадки з агрегатами.

Дана робота присвячена оцінці вібраційного стану гідроагрегату № 9 Дніпровської ГЕС-1.

У першому розділі розглянуті характеристики стаціонарних і нестаціонарних випадкових процесів при роботі гідроагрегатів. Систематизовані збуджуючі сили, що викликають вібрацію гідроагрегатів, наведено аналіз механічних, гідравлічних і електричних збуджуючих сил в сталих і не усталених режимах, зазначені причини, що їх породжують, або причини, що створюють підвищену вібрацію агрегатів, і показано діапазон частот зміни збуджуючих сил.

У другому розділі наведені мета і методика дослідження вібраційного стану гідроагрегатів, визначені технічне та програмне забезпечення, критерії оцінки рівня вібрації опорних конструкцій і биття валу гідроагрегата.

У третьому розділі наведені результати дослідження вібраційних характеристик гідроагрегату Г9 ДГЕС-1 і проведено аналіз результатів, що отримані.

У четвертому розділі представлені висновки, по результатах дослідження, визначена причина підвищеного биття диску підп'ятника й розроблені заходи, щодо усунення підвищеної вібрації, яку воно викликає.

1 ОГЛЯД ДЖЕРЕЛ. ВИБІР ПРОБЛЕМИ ТА НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Стан вібростійкості обладнання

Під вібростійкістю обладнання, слід «розуміти здатність об'єкту повертатися до сталого режиму після впливу збурюючих факторів» [1]. Стосовно до гідротурбін це означає, що пульсації тиску і швидкості потоку, а також інші збурюючі параметри, що неминуче виникають при її роботі, не повинні суттєво змінювати характеристики турбіни, і не приводити до значного збільшення навантаження на елементи конструкції.

Сили, що виникають у гідроагрегаті і діючі на окремі елементи конструкції агрегату, можуть бути як постійними, так і змінними в часі. Дія цих сил проявляється у вигляді деформації окремих елементів агрегату, їх вібрації, а також вібрації агрегату в цілому. Характер прояву сил різний для різних режимів роботи агрегату.

Режими роботи агрегату можна розділити на сталі і несталі (перехідні процеси).

Під сталим режимом розуміють роботу гідротурбіни при постійному напорі, швидкості обертання, відкритті направляючого апарату та встановленні лопатей робочого колеса. При зміні цих величин в часі режим називають несталим. Сили, що виникають в агрегаті при сталих режимах, або періодично змінюються, або залишаються постійними за часом і напрямком. Проте у ряді випадків при сталих режимах виникають зусилля неперіодичного випадкового характеру з різними частотою і амплітудою. Такі збурювальні сили діють, наприклад, в режимах, при яких спостерігаються явище кавітації в турбіні. Вібрація агрегату в цілому і окремих його вузлів під дією цих сил носить характер стаціонарних випадкових процесів.

Неусталені режими характеризуються дією неперіодичних сил. Як вібрація, так і деформація, що обумовлені цими силами, носять також неперіодичний характер. Сили проявляються у вигляді імпульсів різної тривалості. При цьому реак-

ція системи на дію цих імпульсів, тобто вібрація і деформація окремих елементів конструкцій у цих режимах, носить нестационарний випадковий характер.

Часто вібрації і деформації, що з'являються при неусталених режимах, накладаються на вібрації і деформації, що виникають при сталих режимах, у вигляді окремих короткочасних імпульсів або затухаючих коливань.

Так на гідроагрегатах в період синхронізації часто можна спостерігати биття, коли частота агрегату, який синхронізується незначно відрізняється від частоти сусідніх працюючих агрегатів. У цьому випадку можуть виникнути биття, як перекриття підлоги машинного залу, так і опорних конструкцій самого агрегату. У ряді випадків биття супроводжуються «гудінням» агрегату, яке періодично змінюється за силою. Також биття характерне для вібрації напірних трубопроводів гідроелектростанції.

Вимушені коливання, виникають у разі дії збурюючої сили, що змінюється в часі з будь-якого закону.

При відношенні частот $\omega / \omega_s \leq 1$ (де ω - кругова частота зміни збурюючої сили; ω_s - кругова частота вільних коливань) амплітуда вимушених коливань близька за величиною до статичної деформації. При цьому кут зсуву фаз φ між збурюючою силою і переміщенням близький до нуля. Такі коливання характерні для гідроагрегатів та більшості турбоагрегатів з жорстким валом, так як власна частота поперечних коливань їх валів у 2-5 разів вище за частоту збурюючої сили (наприклад, небалансу ротора, який проявляється зі зворотною частотою).

При відношенні частот ω / ω_s , близьких до одиниці, амплітуда значно зростає. При цьому кут зсуву фази φ близький до 90° (сила випереджає переміщення на 90°). Цей режим характерний для резонансу, тобто коли частоти власних коливань збігається з частотою збурюючої сили.

При відношенні частот $\omega / \omega_s \gg 1$ амплітуда коливань зменшується проти тієї, що мала місце при резонансі, а кут зсуву фази наближається до 180° . Дане відношення частот характерне для парових турбін із гнучким валом, де $\omega / \omega_s > 1,5$, а також для крутильних коливань валів ряду вертикальних гідротурбін.

Вимушені коливання при русі точки кріплення (кінематичне збурення).

Колівання окремих вузлів агрегату можуть походити від коливання точок вузла кріплення, що пов'язані з іншими елементами конструкції. При цьому коливання вузла можуть бути відмінними від коливань конструкції, з якою він пов'язаний. Так, наприклад, ми маємо випадки коливань комбінатора, який пов'язаний з корпусом збудника генератора. Коливання (вібрація) останнього віддаються корпусу комбінатора. У свою чергу вібрація корпусу комбінатора передається маслопроводам системи регулювання, які можуть здійснювати коливання, за характером схожі на вібрацію корпусу комбінатора.

Стаціонарні випадкові процеси.

При деяких режимах роботи гідроагрегату (наприклад, кавітаційні режими) вібрація, пульсація тиску, деформація і ін.. носять характер випадкового стаціонарного процесу.

Характерним для стаціонарного випадкового процесу є:

- неперіодичність коливань;
- мінливість амплітуди коливань;
- якщо процес описується функцією часу $x(t)$, то середнє значення функції в будь-якому проміжку часу процесу дорівнює сталій величині (функція $x(t)$ може характеризувати зміни у часі амплітуди вібрації, деформації, збурювальної сили, тиску в проточній частині турбіни та ін.);
- всі статичні властивості функції $x(t)$ не залежать від вибору початку відліку часу.

Нестаціонарні випадкові процеси мають статистику, що змінюється в часі. У гідроагрегатах до нестаціонарних випадкових процесів можна віднести такі режими роботи, як пуск, включення в мережу, скиди навантажень, розгін і інші режими.

На рис. 1.1 представлена осцилограма вібрації вантажонесучої хрестовини генератора при пуску.

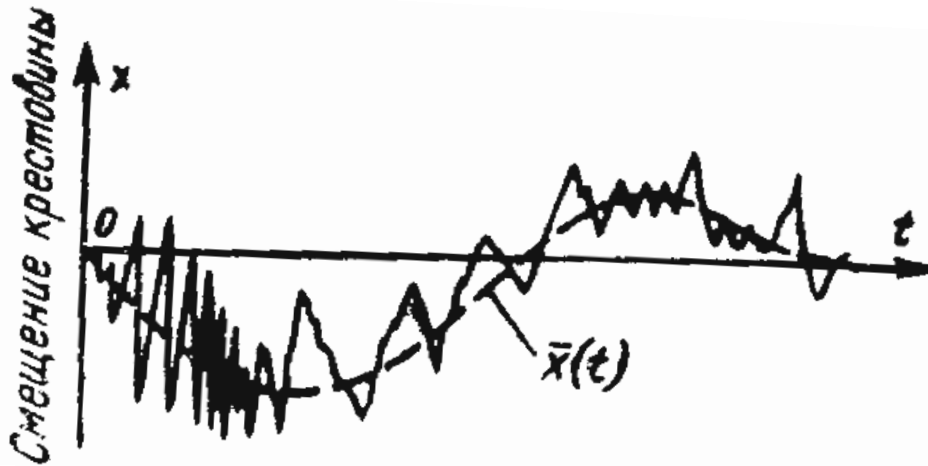


Рисунок 1.1 - Осцилограми вібрації вантажонесучої крестовини гідрогенератора при пуску.

Акустичні вібрації. При роботі агрегату створюється шум, який може викликати вібрацію окремих елементів будівельних конструкцій, щитів управління, апаратури контролю і автоматики, що укріплені на щитах. Шум шкідливо відбивається на здоров'ї обслуговуючого персоналу, викликає стомлення, іноді призводить до вібраційної хвороби. Джерелом шуму є генератор (наприклад, гудіння через недостатнє кріплення стали статора), турбіна (пульсації звукової частоти тиску потоку в проточній частині турбіни), металеві перекриття генератора, кришки турбіни та ін.

Звукові коливання можуть мати характер: періодичний; випадковий стаціонарний і випадковий нестаціонарний. Періодичні звукові коливання виникають в генераторі при слабкому пресуванні стали статора; в ковшових турбінах внаслідок періодичного впливу струменя води на ковші робочого колеса. Випадкові (неперіодичні) звукові коливання спостерігаються при кавітаційних режимах роботи агрегату. Випадкові нестаціонарні звукові коливання спостерігаються також при перехідних режимах.

Звукові коливання мають частоту від 16 до 16000 Гц. Звукові коливання з частотою вище 16000 Гц відносяться до області ультразвукових. Ультразвукові коливання виникають в проточній частині гідротурбіни при кавітації.

При дослідженнях вібрації гідроагрегату виміри і записи вібрації виконують в певних напрямках. Ці напрямки орієнтують із урахуванням конструкції агрегату, розташування будівлі ГЕС або направленням потоку води через гідроелектростанцію.

Для отримання ясної картини вібраційного стану вузла агрегату досить досліджувати три компоненти вібрації: дві горизонтальні і одну вертикальну. Знаючи в будь-який момент часу величини всіх трьох складових, можна побудувати результуючий вектор вібрації для даного моменту часу, а також ту фігуру, яку опиє вібруюча точка конструкції в просторі або в будь-якій координатній площині при періодичному русі.

Це іноді полегшує аналіз причин вібрації і дає наочне уявлення про деформації і зміщення конструкції під час роботи.

Зазвичай для гідроагрегатів за напрямки горизонтальних складових приймають лінію нижній б'єф - верхній б'єф (або паралельно потоку води) і правий берег - лівий берег (або перпендикулярно потоку води). При дослідженні вібрації корпусу статора генератора і турбінних підшипників горизонтальні складові раціонально вибирати в напрямках радіальному й тангенціальному.

Вібрація в більшості випадків додатково навантажує конструкцію і створює в ній додаткові напруги. Помічено, що при наявності значної вібрації деталі машин руйнуються, не маючи залишкових деформацій. Це говорить про те, що в деталі напруги були менші межі текучості і при тому ж статичному навантаженні не руйнувалися б. Встановлено, що руйнування відбувається в результаті поступового розвитку тріщин у матеріалі, що виникають при дії змінних навантажень. Це явище отримало назву «втоми матеріалу».

Руйнування металів від втоми відбувається раптово. Злам має дві характерні зони: зону поступового розвитку тріщин і зону свіжого зламу.

Величина границі втоми залежить від виду матеріалу (сталь, чавун та ін.), типу деформації (вигин, крутіння) і ступеня не симетрії циклу. Тимчасовий опір матеріалів при знакозмінних навантаженнях значно менше (в 2-3 рази) тимчасового опору при статичній дії навантаження.

При змінних навантаженнях матеріал може витримати певне число циклів зміни навантаження, після чого він ламається. Здатність матеріалів витримувати багаторазово дію змінних навантажень називають витривалістю. Максимальну напругу при цьому називають межею витривалості (або межею втоми). Якщо матеріал має напругу менше межі витривалості, він не зруйнується при скільки завгодно великому числі циклів зміни напружень. Так як при випробуванні немає можливості нескінченну кількість разів повторювати цикли, то число циклів обмежують певною межею, що називається базовим числом циклів. Таким чином, якщо матеріал витримує базове число циклів, то можна вважати, що напруга в ньому менше межі витривалості.

Для сталі й чавуну базове число циклів прийнято вважати рівним 10^7 .

На межу витривалості впливають наступні фактори: концентрація напружень, розміри деталі, якість поверхні.

Опорні частини гідроагрегатів (хрестовини, підшипники) відчують змінні напруги. Так, верхня хрестовина підвісного генератора деформується під дією ваги частин, що обертаються і спираються на неї, а також від тиску води на робоче колесо турбіни. Вібрація хрестовини у вертикальній площині викликає збільшення та зменшення прогину хрестовини на величину амплітуди вібрації навколо положення рівноваги (статичного прогину). Відповідно до цього напруга матеріалу хрестовини генератора змінюється у вертикальній площині з асиметричним циклом. Напрямні підшипники вертикальних генераторів мають симетричний цикл зміни напружень, що виникають при навантаженнях, які передаються вібруючим валом.

Тому до питання вібрації агрегатів треба підходити з усією серйозністю і оцінювати поведінку окремих вузлів і всього агрегату з точки зору можливої появи перенапруги в матеріалі. Оцінка надійної і довговічної роботи конструкції може бути проведена за наступними критеріями.

Умова міцності. Конструкція (деталь, вузол) буде працювати без поломок протягом заданого терміну, якщо напруги, що виникають в ній при роботі, будуть менші або дорівнюватимуть допустимій напрузі за даних умов роботи:

$$\sigma_p \leq \sigma_{\text{доп}}$$

Умова витривалості. Конструкція (деталь, вузол) буде працювати протягом заданого терміну при змінних навантаженнях без втомних руйнувань, якщо робочі циклічні напруги в ній будуть менші або дорівнюватимуть межі витривалості, яка відповідає даному циклу напружень:

$$\sigma_{\text{уст}} \leq \sigma_r$$

Умова жорсткості. Конструкція буде працювати протягом заданого терміну, якщо її деформація не виходять за межі допусків:

$$f_p \leq f_{\text{доп}}; \varphi_p \leq \varphi_{\text{доп}},$$

де f і φ - відповідно прогин і кут повороту (закручування).

Умова стійкості. Конструкція буде надійно працювати протягом заданого терміну, якщо напруга в небезпечних січеннях менше критичних:

$$\sigma \leq \sigma_{\text{кр}}$$

Поряд з наведеними критеріями, що пов'язані з вібрацією, конструкція агрегату повинна задовольняти і іншим критеріям (зносостійкість, теплостійкість, корозійна стійкість та ін.).

1.2 Основні проблеми вібрації гідроагрегату

Численні дослідження, проведені на агрегатах гідроелектростанцій, а також аналіз причин різних аварій з агрегатами дозволили систематизувати збурюючі сили [2], що викликають вібрацію гідроагрегату (рис.1.2). Вібрація агрегату, що виникає в результаті дії різних збурюючих сил, має у більшості випадків періодичний характер при сталих режимах і неперіодичний при перехідних (неусталених) режимах.

Збурюючі сили для кожного режиму (сталий і несталий) можна розділити на механічні, гідравлічні та електричні.

Сталий режим

Механічні збурюючі сили:

- Відцентрова сила від невірноваженості обертових мас агрегату.

- Сили пружності валу, що виникають при порушенні центрування агрегату або викривленні загальної лінії валу.

- Сила тертя.

Гідравлічні, збурюючі сили.

Періодичні складові гідравлічного моменту з'являються з наступних причин:

- Наявність вихрових шнурів, що виникають у спіральній камері, напрямному апараті, робочому колесі і відсмоктуючій трубі.

- Нерівномірний розподіл швидкостей потоку в окремих частинах проточної частини турбіни.

- Коливання тиску в напірному трубопроводі агрегату.

- Можливе виникнення коливань типу «флатера» у лопатей робочого колеса поворотно-лопатної турбіни.

- Гідравлічний небаланс робочих коліс.

- Кавітаційні режими роботи турбіни.

- Несприятливі режими гідравлічного тертя в напрямних підшипниках.

Електричні збурюючі сили.

- Періодична складова сила взаємодії ротора і статора генератора (сили магнітного тяжіння).

- Сили, обумовлені нерівномірністю повітряного зазору між ротором і статором.

- Сили, обумовлені наявністю короткого замикання на шинах генератора.

- Сили, обумовлені частковим або повним замиканням або закорочуванням обмоток полюсів ротора генератора.

- Сили, що виникають при несиметричному режимі роботи генератора.

- Сили, що виникають при асинхронному режимі роботи генератора.

Несталий режим

Механічні збурюючі сили проявляються при пуску і зупинці агрегату і при скидах навантаження з генератора і його накидах.

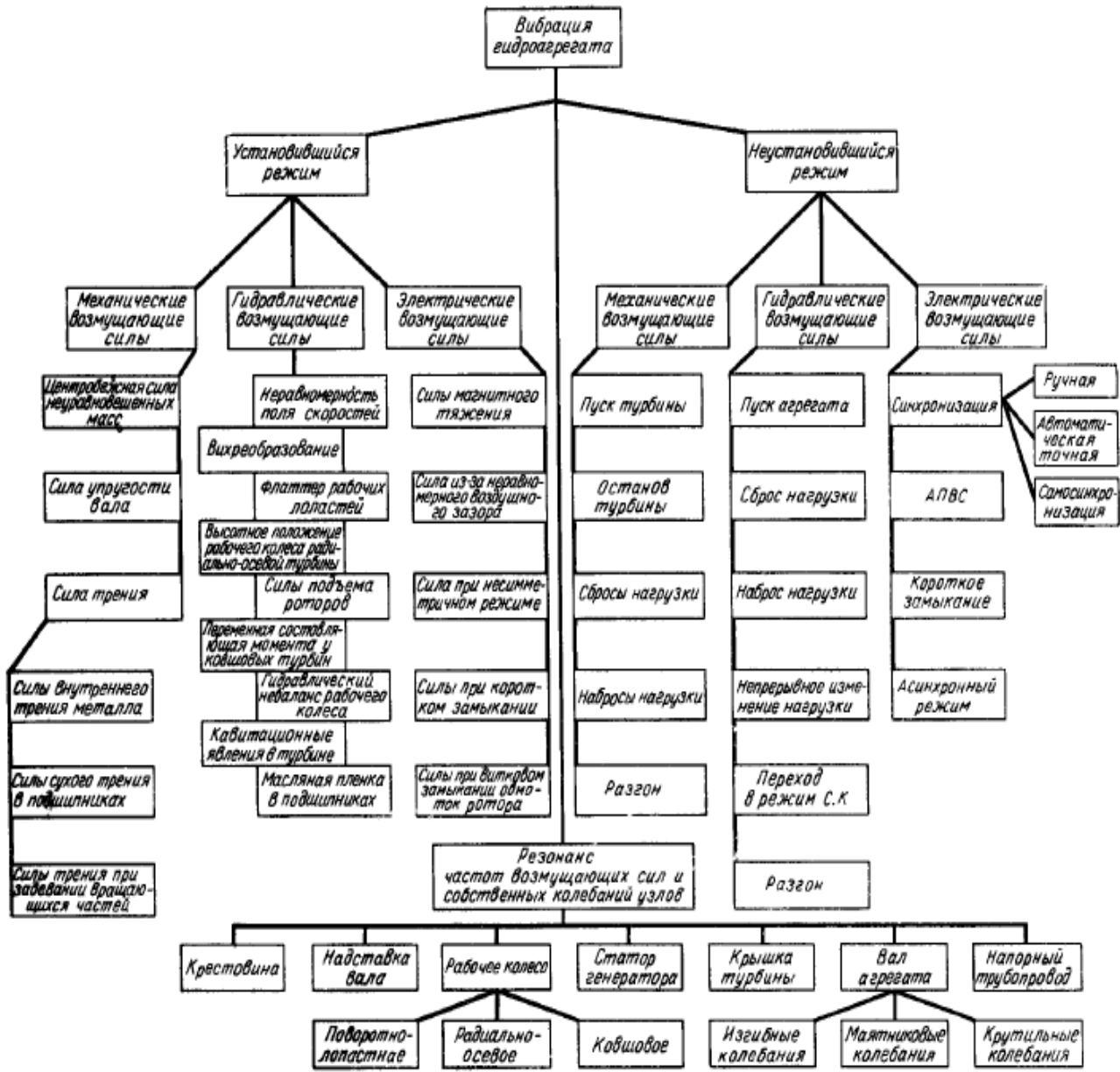


Рисунок 1.2 - Диаграма збурюючих сил, що викликають вібрацію гідроагрегата

Гідравлічні збурюючі сили проявляються при пуску агрегату; при скидах; у випадках порушення комбінаторної залежності при регулюванні, зміні навантаження, переході в компенсаторний режим при розгінних режимах.

Електричні збурюючі сили виявляються при наступних режимах: синхронізації (ручна, автоматична точна і самосинхронізація); автоматичному повтор-

ному включенні з самосинхронізацією; раптовому трифазному короткому замиканні на виводах обмоток статора; ресинхронізації.

Таким чином, наведена схема охоплює більшість основних збурюючих сил, що виникають у гідроагрегатах при різних режимах їх роботи.

Всі ці сили по-різному діють на опори агрегату залежно від його конструкції.

Вертикальні гідроагрегати можна розділити на три типи залежно від розташування під'ятника:

- Підвісний - під'ятник розташований на верхній хрестовині;
- зонтичний - під'ятник розташований на нижній хрестовині;
 - а) з верхнім направляючим підшипником;
 - б) без верхнього направляючого підшипника;
- Зонтичний - при розташуванні під'ятника на кришці турбіни.

В агрегатів суміщеного типу на ГЕС іноді встановлюють додатковий проміжний підшипник.

Горизонтальні агрегати бувають двох принципово різних типів:

- З турбіною, розташованої в машинному залі:
 - а) з консольним колесом на валу;
 - б) з колесом між опорами валу.
- Капсульні.

Змінні сили, що виникають у різних типів агрегатів, розподіляються по опорних вузлах. Тому і характер вібрації у агрегатів багато в чому залежить від їх типу.

1.3 Основні джерела вібрації

1.3.1 Сталий режим

1.3.1.1 Механічні збурюючі сили.

Відцентрові сили від невірноваженості обертових мас.

У гідроагрегатах невірноваженими можуть бути: ротор гідротурбіни (робоче колесо); ротор генератора; якір збудника.

Неврівноваженість (небаланс) може виникати з-за дефектів конструктивного, технологічного, монтажного та експлуатаційного характеру.

До конструктивних дефектів можливо віднести недостатню жорсткість валів агрегатів, що призводить до їх прогинання і появі відцентрової сили від маси ротору; недостатньо жорстке кріплення полюсів генераторів, що призводить до їх нерівномірних радіальних зсувів при роботі агрегату і виникненню неврівноважених відцентрових сил. Крім того, небаланс з'являється внаслідок кавітаційного зносу окремих лопатей турбіни та ін.

До технологічних дефектів, що викликають неврівноваженість, відноситься неточність виготовлення деталей, неоднорідність матеріалів робочих коліс, лопатей та інші дефекти.

До монтажних дефектів треба віднести, перш за все, неточність складання вузлів, перекося в з'єднувальних муфтах валів (особливо часто спостерігається неспіввісність або нахил до осі генератора валу збудника або валу допоміжного генератора), перекося при посадці лабіринтових кілець на робочі колеса та ін.

Експлуатаційні дефекти виникають в основному при ремонтах агрегатів (нерівномірне наварювання металу на лопаті, незадовільне центрування і балансування після ремонту і заміни обмоток полюсів генератору та ін.)

Наявність неврівноваженою маси m , розташованої на відстані e від осі обертання, створює відцентрову силу (рис.1.3).

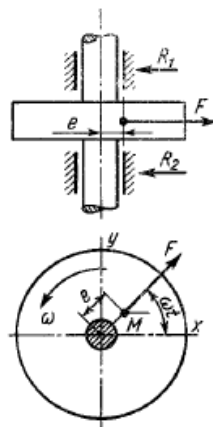


Рисунок 1.3 - Неврівноваженість ротора, що викликає вібрацію опор.

$$F = mj = m\omega^2 e = (G^*e/g)(\pi*n/30)^2 = AGen^2, \quad (1.1)$$

де j - прискорення, м / сек;

ω - кутова частота обертання, 1/сек;

G - вага неврівноваженою маси;

n - частота обертання, об / хв.

Відцентрова сила розташована в площині перпендикулярній осі валу.

У вертикальних гідроагрегатів відцентрові сили розташовані в горизонтальній площині, а тому дія їх у більшій мірі позначається на горизонтальних складових вібрації опорних частин агрегатів.

Складові відцентрової сили по осях x і y будуть:

$$F_x = AGen^2 \cos \omega t; \quad F_y = AGen^2 \sin \omega t \quad (1.2)$$

Таким чином, у кожному з напрямків x та y діє мінлива сила при обертанні ротору.

Частота зміни цієї збурюючої сили (в даному випадку відцентрової) відповідає частоті обертання ротора. Оскільки частота обертання роторів вертикальних гідротурбін звичайно лежить в межах 50 - 750 об/хв, то основна частота впливу збурюючої сили від небалансу обертових частин лежить в межах 0,8 - 12,5 Гц.

У горизонтальних гідротурбін ця частота складає 1,2-25 Гц (частота обертання цих турбін 85,7 - 1500 об/хв). Так як відцентрова сила пропорційна квадрату частоти обертання, виявити наявність небалансу обертових частин агрегату досить легко.

Неврівноваженість роторів може бути статичною і динамічною.

Статична неврівноваженість часто спостерігається у роторів генераторів швидкохідних турбін ($n_s > 200$) і у робочих коліс тихохідних турбін ($n_s < 150$). Для статичного зрівноважування досить помістити на роторі врівноважуючий вантаж Q_2 (рис.1.4а).

При цьому момент сил відносно осі обертання повинен бути рівний нулю:

$$Q_1 r_1 - Q_2 r_2 = 0 \quad Q_1 r_1 = Q_2 r_2 \quad (1.3)$$

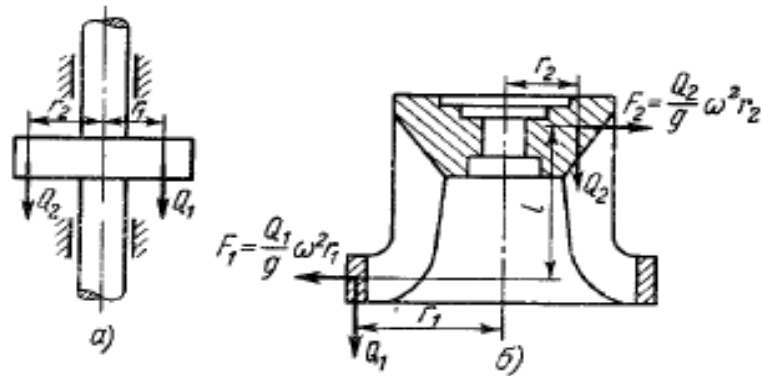


Рисунок 1.4 - Види невірноваженості роторів

а - статична невірноваженість; б - динамічна невірноваженість

Таким чином, статична врівноваженість буде досягнута тоді, коли момент невірноваженої маси $Q_1 r_1$ ротора відносно його осі буде дорівнювати моменту, який створює маса $Q_2 r_2$, що врівноважує. Величина маси, що врівноважує і місце її розташування визначаються при статичному балансуванні.

Динамічна невірноваженість призводить до двох невірноважених мас, які створюють момент відцентрових сил у площині, що проходить через вісь обертання, у той час як статичний ротор урівноважений (рис.1.4б):

$$Q_2 r_2 = Q_1 r_1; \quad F_2 = F_1 = F; \quad Fl = M, \quad (1.4)$$

де F - відцентрова сила невірноваженою маси;

l - плече пари.

Динамічна невірноваженість часто спостерігається у роторів генераторів тихохідних турбін ($n_s < 150$) і у роторів робочих коліс швидкохідних радіально-осьових турбін ($n_s > 200$). Для динамічного врівноваження необхідно докласти пару сил, момент яких дорівнює і протилежний моменту від невірноважених мас, тобто

$$Q_1 r_1 l_1 = A r l_2, \quad (1.5)$$

де A - врівноважуючи вантажі;

l_1 і l_2 - плечі врівноважує мої пари.

Робочі колеса гідротурбін як на заводі, так і на гідроелектростанції балансують на спеціальних пристроях (верстатах). Поширені такі конструкції верстатів: дві паралельні призми, на які кладеться робоче колесо з валом; кульова опора, що розташовується на тумбі; кульова опора, підвішена до гаку мостового крану.

Врівноважуючи вантажі визначаються при балансуванні, закріплюються на ободах (або втулках) робочих коліс у відповідних спеціальних виточках або свердліннях. Вантажі, що встановлюються, не повинні виступати за обточену поверхню частин робочого колеса, щоб не створювати гідравлічний небаланс при роботі турбіни.

У ряді випадків для зняття металу з важкого боку робочого колеса застосовувалося ексцентричне обточування ободів колеса. Однак це несприятливо позначалося на гідравліці потоку в ущільненні робочого колеса.

Слід зазначити, що чутливість пристроїв, що застосовуються для балансування, досить висока. Так визначено чутливість врівноваженої системи за мінімальним вантажем, який, долаючи силу тертя, висновкує систему з рівноваги (колесо масою 20000 кг і діаметром 3000 мм). Маса цього вантажу дорівнює 0,8 кг, що складає 0,005% маси робочого колеса.

Зазвичай вважають, що неврівноважена відцентрова сила, що залишилася після балансування, не повинна бути більше визначеної величини в частках маси ротора, який балансується, тобто

$$F_M = k G_p. \quad (1.6)$$

Різні автори дають різні значення коефіцієнтів k (від 0,01 до 0,5). Досвід їх в основному базується на балансуванні агрегатів з високою частотою обертання роторів і, зокрема, парових турбін. Значення коефіцієнту k для гідротурбін, що мають важкі ротори і порівняно низькі частоти обертання, буде менше вказаних. У середньому можна вважати прийнятним для гідротурбін $k = 0,001$.

Турбіни, що випускаються заводами, мають досить добре збалансовані робочі колеса, і на ГЕС їх балансування необхідно тільки у випадку ремонту робочого колеса турбіни.

Інакше виглядає справа з роторами генераторів. Ротори великих гідрогенераторів (внаслідок їх значної маси і розмірів) на заводі-виробнику на спеціальному пристрої не балансуються. При збірці ротора на заводі полюси розміщують так, щоб небаланс був зведений до мінімуму.

Однак через великий розмір ротора неминучі зміщення центру тяжіння окремих полюсів у радіальному й осьовому напрямках, врахувати які при монтажі неможливо: крім того, через труднощі підбору маси протилежних полюсів кожен ротор гідрогенератора має небаланс. Усунення небалансу зазвичай проводиться на місці установки при пусках агрегату на нормальних обертах.

При балансуванні ротора на місці встановлення використовується один з наступних методів:

- 1) відміток по валу;
- 2) послідовного прикріплення пробного вантажу в трьох точках;
- 3) застосування балансувального пристрою;
- 4) по номограмам

У більшості випадків усунення небалансу у гідрогенераторів досягається прикріпленням вантажу на одній стороні ротора, тобто усуненням статичної нерівноваженості.

У тихохідних турбін ($n_s < 150$), ротори генераторів яких мають відносно великі осьові розміри, з'являється необхідність проводити балансування по двох сторонах, причому вантажі встановлюються як на верхній, так і на протилежній нижній стороні ротора.

Ротори гідротурбін відносяться до жорстких роторів. Жорсткими називають ротори, робоча швидкість обертання яких становить не більше 70% від першої критичної швидкості системи. Практично нормальні частоти обертання роторів гідротурбін не перевищують 30% значення першої критичної частоти. У деяких випадках (розгінні режими, великий знос проміжного направляючого підшипника і ін.) частота обертання валу може наближатися до критичної.

Гнучкими роторами називаються ротори, у яких нормальна (робоча) частота обертання валу вище критичної. Зазвичай гнучкі ротори мають турбогенератори.

Сили пружності валу, що виникають при порушенні центрування агрегату або викривленні загальної лінії валу.

Розглянемо випадки викривлення лінії валу і порушення центрування агрегату:

- злам осі валів, як результат відсутності перпендикулярності між віссю вала і площиною (генераторного або турбінного фланців);
- не перпендикулярне розташування опорної площини відносно ступиці п'яти і осі валу;
- непаралельність площин кільцевої шпонки п'яти;
- не співвісність валів турбіни та генератора;
- нахил лінії вала агрегату;
- не співвісне з валом розташування вкладишів напрямних підшипників;
- нерівність поверхні диску підп'ятника, що обертається;
- вільна посадка ступиці п'яти на вал;
- еліпсність шийок валів.

Злам валів внаслідок не перпендикулярності осі вала і площини фланців іноді відбувається через незадовільну якість виготовлення валів. Допуски на биття торців фланців турбінних і генераторних валів припустимі в межах 0,02 мм. У практиці мають місце випадки, коли торцеве биття досягає десятих часток міліметра.

Не перпендикулярність площини фланців до осі валу з'ясовується при монтажі агрегату. При монтажі окремо перевіряються центрування турбінного та генераторного валів перед їх спарюванням і загальна лінія спареного валу.

Усунення не перпендикулярності торцевої площини фланців й осі валу проводиться, як правило, шляхом шабрування площини або установкою прокладок між фланцями. Встановлення прокладок може бути рекомендовано, тільки як тимчасовий захід, тому що в процесі експлуатації, за досить короткий термін, прокладки руйнуються, що призводить до підвищення биття валу.

Слід звертати увагу на центрування ротора збудника і підзбудника. Якщо вісь збудника не збігається з віссю вала генератора, а має відхилення, то виникає

розбіжність центру тяжіння ротора збудника (навіть у добре збалансованому роторі) з віссю обертання агрегату, що призводить до виникнення збурюючої сили, яка передається на підп'ятник. У цьому випадку характерна збільшена вертикальна вібрація верхньої хрестовини у генераторів підвісного типу. Злам осі валу під фланцевим з'єднанням призводить до вібрації агрегату з основною частотою $n/60$ Гц (де n - частота обертання вала агрегату).

Не перпендикулярність опорної площини ступиці п'яти до вісі валу зустрічається в експлуатації частіше, ніж злам осі валів. Наявність перекосу в ступиці призводить до явища конусного обертання валу, що збільшує биття по всій висоті валу від ступиці до робочого колеса.. Так, на одному агрегаті перевірка при монтажі показала, що биття фланця генераторного валу дорівнює 0,18 мм (завод допускає радіальне биття фланця генератора не більше 0,1 мм), биття вала у турбінного підшипника - 0,61 мм..

Незважаючи на жорсткі допуски при обробці деталей п'яти на заводі, при монтажі часті випадки виявлення значної не перпендикулярності опорної площини ступиці п'яти і осі валу, яка може викликатися деформацією ступиці під впливом залишкових внутрішніх напружень в металі. Усунення перекосу площини ступиці шляхом установки прокладок, і в цьому випадку, може розглядатися тільки як тимчасовий захід. Особливо недовговічні тверді і крихкі прокладки (наприклад, з гетинаксу). Основна частота вібрації в розглянутому випадку дорівнює $n/60$ Гц.

Непаралельність площин кільцевої шпонки п'яти призводить до одностороннього сприйняття шпонкою зусилля від ступиці п'яти, до якої вона прилягає. Це в свою чергу веде до перекосу ступиці на валу, якщо ступиця має вільну посадку. Перекіс ступиці навіть на 0,05 мм при довгих валах гідроагрегатів призводить до збільшення биття турбінного валу до 0,5 мм і більше.

Нахил лінії вала агрегату іноді з'являється через деякий час після початку експлуатації агрегату при нерівномірному осіданні будівель і споруд.

Монтаж агрегатів проводиться по вертикальній осі з допуском відхилення не більше ніж 0,02 мм / м, проте, через деякий час із-за нерівномірного осідання

будівлі ГЕС, вісь агрегату може отримати деяке відхилення. Відхилення може бути усунуто за допомогою регулювання висотного положення сегментів підп'ятника. На Нижньосвірській ГЕС був попередньо визначений осад будівлі ГЕС, що передбачається, і монтаж агрегатів вівся з відповідним ухилом. Подальше спостереження показало, що розрахунок було зроблено вірно, і осі агрегатів надбали вертикального положення через 5 років роботи. Аналіз випадків відхилення валів гідроагрегатів від вертикалі в результаті нерівномірного осідання будівлі ГЕС після будівництва, показують, що відхилення вала від вертикалі до 0,5 мм / м не викликають помітної зміни величини вібрації агрегату. Надалі це відхилення осі може бути виправлено регулюванням сегментів підп'ятника.

Неспіввісність валів турбіни та генератору може виникнути при помилках у розточенні центруючих буртиків валів на заводі. У практиці експлуатації агрегатів такі випадки рідкісні.

Неспіввісність з валом розташування вкладишів напрямних підшипників також сприяє відхиленню валу під час обертання, появі періодичних сил, виникненню тиску на опори і перевантаженню окремих підшипників. У більшості випадків експлуатації порушення центрування спостерігалось у нижніх генераторних підшипників (у генератора підвісного типу). Це призводило до додаткового перевантаження підшипника і ослаблення болтів нижньої хрестовини генератора. У цьому випадку спостерігалися основні частоти вібрації як $n/60$ Гц, так і $2n/60$ Гц.

Нерівність робочої поверхні диску підп'ятника з'являється, в більшості випадків, у результаті температурної деформації диску при перегріві підп'ятника. При наявності однієї радіальної опуклості поверхні диска основна частота вібрації становить $kn/60$ Гц, де k - число сегментів підп'ятника або число радіальних каналів нерухомого диска.

Вільна посадка ступиці п'яти на вал в ряді випадків створювала підвищену вібрацію агрегатів. Можна припустити, що вільна посадка ступиці на валу створює, при наявності збурюючих сил на роторі, свободу відносного переміщення

вала ротора і втулки. Це відносне переміщення збільшується за рахунок збільшення зазору при нагріванні втулки після пуску агрегату.

Еліпсність шийок валів під підшипники створює періодичну силу, що впливає на підшипники. Обробка шийок валів в заводських умовах здійснюється з допустимим залишковим биттям по індикатору не більше 0,02 мм. При наявності сорочки під турбінний підшипник (у разі водяного змащення підшипника) допускається, після обробки, биття до 0,04 мм. У процесі експлуатації доводиться проводити шліфування шийок та змінних сорочок під підшипник під час ремонту агрегату на місці. У цьому випадку еліпсність виходить набагато більшою і доходить до 0,2 мм. Проте великого впливу на збільшення вібрації опори підшипників це не робить, хоча і створює прискорену розробку останніх. Наявність великої еліпсності сорочки створює нестійкий режим змащення підшипників, що сприяє перегріву підшипників і сорочки. Останнє призводило до появи тріщин в сорочці і пошкодження підшипника.

У горизонтальних гідротурбін основними дефектами центрування є злам і неспіввісність вісі валів турбіни та генератору. Ці дефекти викликають синусоїдальні вібрації опор агрегату (підшипників) з оборотною частотою. Для жорстких муфт неспіввісність допускається не більше 0,02 мм. При ремонтних роботах, в цьому випадку, слід звертати увагу на щільну посадку муфти на вал, а також щільну установку, без зазору, шпонок в напівмуфти.

У всіх описаних випадках неправильного центрування і зламу лінії валів турбіни та генератора, коли вільному обертанню вала перешкоджають його опори, виникають сили пружності валу, які передаються на опорні частини агрегату для основної гармоніки з частотою $n/60$ або $2n/60$ Гц, тобто для вертикальних гідротурбін основна частота коливань буде 0,8 - 25 Гц, а для горизонтальних – 1,2 - 30 Гц.

Сили тертя.

Автоколивання вала, що обертається, внаслідок наявності внутрішнього тертя в металі валу.

Виникнення автоколивань валів можливо лише при значеннях швидкості обертання вала, що перевищують критичні швидкості. Чим більше коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу валу, тим швидше самозбуджуються коливання. Коливання відбуваються з власної частотою системи. Таким чином, в деяких гідротурбінах з вертикальними валами, автоколивання, причиною яких є внутрішнє тертя в матеріалі, можуть виникати тільки в розгінних режимах агрегату, так як критична частота зазвичай у 2,5 - 5 разів вище нормальної частоти обертання валу.

Автоколивання валу через наявність сухого тертя і зазорів в направляючих підшипниках.

Інший випадок виникнення автоколивань має місце при наявності сухого тертя в напрямному підшипнику (при недостатньому змащенні і надмірно великих зазорах між шийкою валу і вкладишем), а також у разі зачіпання обертових частин о нерухомі. Автоколивання цього виду можливі при будь-якій швидкості обертання вала, а частота коливань дорівнює власній частоті системи.

Висновки

Механічні збурюючі сили виникають в агрегаті в результаті:

- небалансу ротора агрегату;
- дефектів центрування;
- внутрішнього тертя в матеріалі валу;
- наявності сухого тертя в підшипниках із зазором або зачіпання частин, що обертаються, об нерухомі.

Частоти зміни перших гармонік механічних збурюючих сил, становлять при:

- небалансі частин, що обертаються ($n/60$) - 0,8 - 15,0 Гц;
- дефектах центрування валу ($n/60$ і $2n/60$) - 0,8 - 30 Гц;
- сухому терті ($2 \div 5$) пном – 5 – 60 Гц.

1.3.1.2 Гідравлічні збурюючі сили

Збурення, які виникають в потоці, що проходить через турбіну, можуть передаватися безпосередньо на стінки, що обмежують потік, викликаючи їх вібрацію або створюючи змінні складові гідравлічного моменту і осьового зусилля турбіни. Ці змінні складові впливають на робочі органи турбіни і викликають вібрацію окремих вузлів і всього агрегату в цілому.

Змінні складові гідравлічного моменту мають найбільші значення у випадках:

- збурень у потоці, що викликані поганим обтіканням окремих частин споруд при вході в спіральну камеру турбіни (бички, діафрагми та ін.);
- поганій роботі спіральної камери, що створює несиметричний підхід потоку по колу робочого колеса;
- збурень потоку, що викликані колонами статора;
- нерівномірності потоку перед робочим колесом в результаті нерівномірності швидкостей в просторі між лопатками направляючого апарата і зриву вихорів з окремих лопаток апарату;
- неправильного по висоті положення робочого колеса радіально-осьової турбіни по відношенню до направляючого апарату;
- зриву потоку з лопатей робочого колеса;
- періодичності надходження води на ковші робочого колеса ковшової турбіни;
- виникнення центрального вихору, що зриваються з конуса робочого колеса, при наявності зігнутої відсмоктуючої труби;
- роботи турбіни в кавітаційних режимах;
- гідравлічного небалансу робочого колеса;
- коливання тиску в напірному трубопроводі.

Нерівномірність поля швидкостей і вихроутворення в проточній частині турбіни.

Розглянемо виникнення різних можливих збурень в проточній частині турбіни по ходу потоку, починаючи від спіральної камери турбіни і далі, включаючи відсмоктувачу камеру.

Спіральна камера. Невдала конструкція вхідної частини спіральної камери (наявність бичків, близько розташованих до статорного кільця, діафрагм та ін.) при деяких режимах потоку сприяє утворенню вихорів. Ці окремі вихори, з'єднуючись, утворюють вихрові шнури, які, досягаючи робочого колеса, розбиваються лопатями і створюють на них збурюючу силу. Інтенсивність ударів залежить від розмірів вихрових шнурів і може бути дуже великою. Частота першої гармоніки впливу збурюючої сили при цьому відповідає

$f = nZ/60$, де Z - число лопатей робочого колеса, а n - частота обертання вала агрегату. В основному цей вид впливу потоку на робоче колесо зустрічається у низьконапірних ГЕС з поворотно-лопатними гідротурбінами. Тут частота зміни збурюючих сил може бути від 4 до 25 Гц. Утворенню вихорів сприяє неоднаковий розподіл витрат, що проходять через окремі відсіки спіральної камери турбіни.

При проходженні різних витрат по водоводам створюються різні втрати у вхідних перерізах, включаючи решітки, що утримують сміття. Це створює різні перепади тиску по обидві сторони розділових бичків, що сприяє утворенню вихорів на їх кінцях.

Описано випадок, коли збурення потоку було викликано завихреннями, які походили від несприятливих умов обтікання розділових бичків спіральної камери. В результаті збурення потоку (вихровий шнур) досягло робочого колеса, де викликало періодичні поштовхи. З огляду на те, що частота впливу потоку (добуток частоти обертання на число лопатей робочого колеса) була близька до частоти власних коливань конструкції «корпус збудника - верхня хрестовина», вібрація, що виникла, мала значну амплітуду. Переробка вхідного елемента спіральної камери, відповідно до розрахунку, обходилася дуже дорого, тому вирішено було збільшити жорсткість верхньої хрестовини генератора. Верхня вантажонесуча хрестовина генератора складалася з двох балок двотаврового перерізу, що спираються на статор генератора. Шляхом приварки в середині балок двох поперечних

ребер такого ж перерізу, пов'язаних зі статором генератора, частоту власних коливань конструкцій вдалося підвищити. Це повністю усунуло підвищену вібрацію корпусу збудника.

Збурюючи сили, що діють на робоче колесо з-за незадовільної роботи спіральної камери, виявлялися на ряді гідротурбін. Спіральна камера призначена, в основному, для створення вісьосиметричного поля швидкостей по колу направляючого апарату з найменшими втратами енергії води, що підводиться. Однак у виконаних спіральних камерах зазвичай є в тій чи іншій мірі відхилення від очікуваного вісьосиметричного поля. У результаті вектори швидкості води, що підходить до направляючого апарату, як по колу, так і по висоті, різні. На деяких агрегатах ця нерівномірність розподілу швидкостей має значну величину. На низьконапірних ГЕС нерівномірність розподілу швидкостей по колу входу в напрямний апарат залежить також від розподілу швидкостей у вхідному січенні спіральної камери.

К. І. Бауман [3] досліджував спіралі різної форми. Він визначив, що в дійсних умовах не дотримується постійність радіальних складових швидкостей уздовж кола виходу із спіралі, а також немає рівномірного розподілу швидкостей по висоті вихідного перерізу спіральної камери.

Результати роботи К. І. Баумана показали також, що наявність після спіральної камери направляючого апарату з конфузорними каналами, сприяє вирівнюванню поля швидкостей за направляючим апаратом. Деяка нерівномірність потоку перед колесом, як показали експерименти К.І. Баумана, не впливає на енергетичні якості турбіни. Однак це може бути причиною виникнення змінної складової моменту.

На рис.1.5 наведені результати вимірювання К.І. Баумана колових C_u і радіальної C_r швидкостей уздовж кола виходу у різних спіралях. Як видно з рис.5 радіальні складові швидкостей, що визначають витрату через канали направляючого апарату, сильно змінюються. C_r двічі має мінімальні значення: в січеннях під кутом 240 і 360° (0°). Звідси кожна лопатка робочого колеса турбіни отримує за

один оборот валу двічі найменшу енергію. На дузі спіралі від 60 до 180° швидкість C_r більш рівномірною.

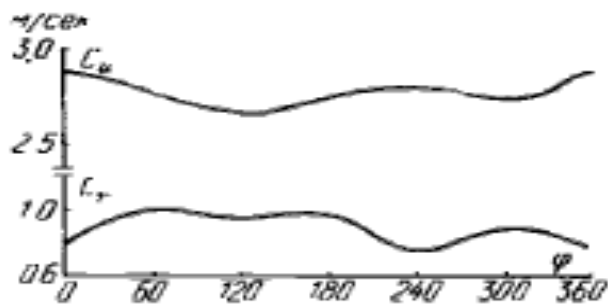


Рисунок 1.5 - Нерівномірність розподілу швидкостей по колу виходу із спіральної камери.

C_u - колова складова швидкості; C_r - радіальна складова швидкості;
 φ - кут розташування мірного січення.

Цікаві результати з дослідження спіральних камер за допомогою повітряного потоку наведені в книзі І.Л. Повха [4]. Дані випробувань спіральної камери, робочого колеса та направляючого апарату турбін Дніпрогес імені В. І. Леніна показали нерівномірне зміння витрат по січеннях за направляючим апаратом. Нерівномірність, що обчислюється за формулою досягає 43%.

$$\frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{сер}}} \quad (1.7)$$

І.Є. Михайлов досліджував спіралі з різними конфігураціями поперечних розрізів. Результати його досліджень показують нерівномірність розподілу швидкостей в горловині спіральної камери по висоті для різних форм перерізів камери [5]. На рис.1.6 показано зміна радіальних швидкостей по висоті вихідного перерізу для різних спіральних камер.

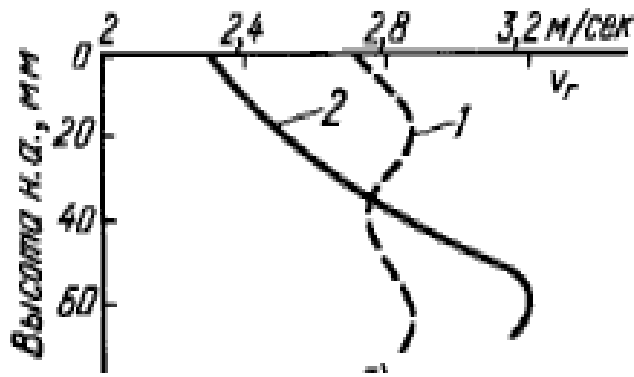


Рисунок 1.6 - Нерівномірність розподілу швидкостей в спіральній камері турбіни по висоті перед направляючим апаратом.

1 - камера, розвинена вгору; 2 - камера, розвинена вниз.

На малюнку видно, що найбільшу нерівномірність по висоті радіальних складових швидкостей мають спіралі, розвинені вниз, щодо направляючого апарату, а найменшу нерівномірність - спіралі, розвинені вгору. Для спіралей, розвинених вниз і симетричних, великі швидкості виходять внизу (на нижньому кільці направляючого апарату). Цим, вочевидь, і пояснюється більш інтенсивний знос нижнього кільця направляючого апарату гідротурбін в порівнянні з верхнім кільцем. Таким чином, спіральна камера гідротурбіни створює нерівномірне поле швидкостей по колу входу направляючого апарату. Нерівномірність швидкостей зберігається і після виходу з направляючого апарату, хоча він і сприяє вирівнюванню поля швидкостей.

Лопаті робочого колеса отримують при обертанні за один оборот валу змінні зусилля від відповідного потоку. Можна прийняти, що це зусилля на колесі змінюється з частотою (перша гармоніка) $f = knz_1/60$, Гц, де k - коефіцієнт, що дорівнює числу мінімумів і максимумів кривої зміни питомих витрат (витрати на одиницю дуги) по колу робочого колеса (зазвичай $k = 1$, або 2).

Для поворотного-лопатних гідротурбін ця частота зміни збурюючої сили від нерівномірної роботи спіральної камери коливається від 4 до 20 Гц.

Для радіально-осьових гідротурбін ця частота зазвичай знаходиться в межах 12 - 50 Гц.

Статорне кільце і направляючий апарат

Статорне кільце турбіни служить для передачі зусиль на фундамент. Статор утворює решітку з колон, яка обтікається потоком, що поступає із спіральної камери. Наявність у потоці колон, а також нерівномірність самого потоку створюють сприятливі умови для зриву прикордонних шарів з вихідних кромek колон і утворення за ними гідродинамічного сліду. Зрив прикордонного шару з обтікаючого тіла сприяє також утворенню окремих вихорів і вихрових шнурів позаду тіла, що обтікається. Х.А. Гуревич [6] показав, що за плоскою решіткою виходить неоднорідний потік. Нерівномірність він визначає коефіцієнтом

$$\lambda = \frac{v_{2\max} - v_{2\min}}{2v_{2\infty}}, \quad (1.8)$$

де $v_{2\max}$ і $v_{2\min}$ - відповідно максимальні і мінімальні значення проекції на ось, перпендикулярну осі решітки швидкостей в перерізі сліду;

$v_{2\infty}$ - значення швидкості, обчислені за формулою

$$v_{2\infty} = \frac{1}{t} \int_{x_0}^{x_0+t} v_2 dx \quad (1.9)$$

де t - крок решітки;

v_2 - проекція швидкості в будь-якій точці потоку за решіткою на вісь, перпендикулярну вісі решітки.

Ця нерівномірність потоку різко зменшується при збільшенні відстані від решітки.

На рис.1.7а дана залежність ступеню неоднорідності потоку λ від відносної відстані S/b (відношення відстані до хорди). При відстані від решітки, що дорівнює хорді, неоднорідність поля становить малу величину, яка не перевищує 5%. Ці дані застосовуються також до статора і направляючого апарату гідротурбіни, які є круговими решітками

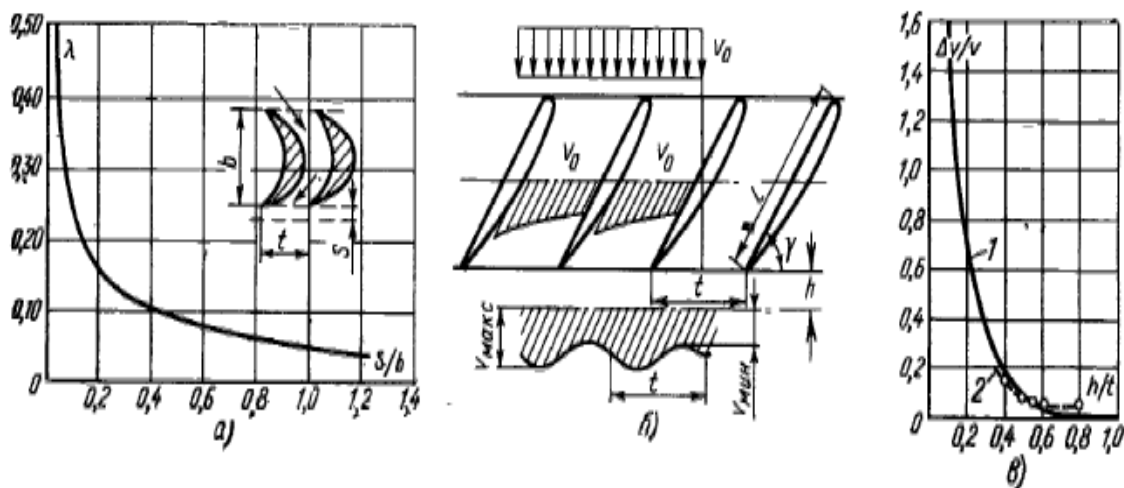


Рисунок 1.7 - Нерівномірність розподілу швидкостей за решіткою профілів.
 а - у віддаленні від решітки; б - при проходженні через направляючий апарат;
 в - за направляючим апаратом; 1 - теоретична крива;
 2 - експериментальна крива.

В.Є. Рябінін [7] досліджував теоретично та експериментально нерівномірність потоку за решітками направляючих лопаток осьового направляючого апарату гідротурбіни. Рівномірний потік, що надходить на решітку лопаток (рис.1.7 б), при розподіленні між каналами направляючого апарату, деформується. Після виходу з направляючого апарату потік залишається деформованим і тільки потім поступово вирівнюється по мірі віддалення від решітки. Результати підрахунків і експериментів представлені на рис.7 в, з якого видно, що при відстані S , що дорівнює кроку, потік практично повністю вирівняний: нерівномірність $\Delta v/v$ не перевищує 0,5%.

Всі експерименти показують швидке вирівнювання потоку після виходу з решітки направляючого апарату, а тому ця нерівномірність потоку більше буде позначатися у тихохідних радіально-осьових гідротурбін, де відстань між кінцями лопаток робочого колеса мала і слід прикордонного шару, що зірвався з лопатки направляючого апарату доходить до лопатей робочого колеса. Направляючий

апарат, що складається з часто розташованих направляючих лопаток з конфузюрними каналами, сприяє, хоч і частково, виправленню потоку.

Нерівномірність потоку за решіткою швидко зменшується при віддаленні від неї, і поле швидкостей в зазорі між направляючим апаратом і робочим колесом вирівнюється в більшості випадків ще до робочого колеса. Зрив прикордонного шару потоку з колон статора і, особливо з лопаток направляючого апарату, більш небезпечний для вібрації агрегату, коли він сприяє утворенню вихрових шнурів за лопатками, які обтікаються. Утворені за лопатками направляючого апарату вихрові шнури досягають лопатей робочого колеса, і призводять до різкої зміни тиску на них. При цьому основна частота зміни тиску для кожної лопаті буде $n z_0 / 60$, де z_0 - число лопаток направляючого апарату турбіни.

Утворення вихрових шнурів за направляючим апаратом відбувається у поворотно-лопатних гідротурбін. Вихори сходять з нижніх кінців лопаток направляючого апарату (рис.1.8). Ці вихрові шнури для більшої стійкості повинні мати опорні поверхні по кінцях (згідно теоремі Томсона). Таким чином, другий кінець вихрових шнурів проходить в відсмоктуючу трубу, періодично розбиваючись лопатями, які обертаються, або упирається в поверхню камери турбіни, що в ряді випадків призводить до утворення кавітаційних зон руйнування на камері. Число цих зон дорівнює числу лопаток направляючого апарату.

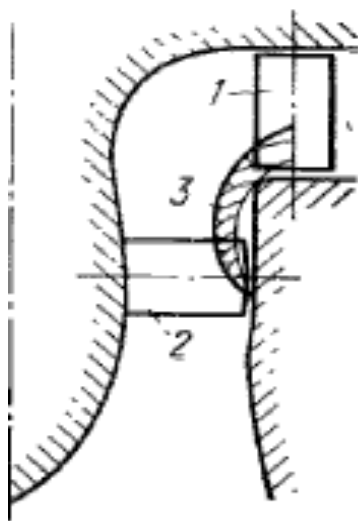


Рисунок 1.8 - Зрив вихорів з лопаток направляючого апарату.

1 - лопатка направляючого апарату; 2 - лопать робочого колеса; 3 - вихор.

Робоче колесо турбіни. Вплив вихорів у потоці на підйомну силу.

У результаті наявності кромочного сліду за лопатками направляючого апарату і утворення вихрових шнурів, що доходять до лопатевої решітки робочого колеса, відбувається зміна кутів атаки підходящого потоку. Як наслідок, на профілях лопатей робочого колеса змінюється (пульсує) тиск, а, отже, і підйомна сила.

Потік перед робочим колесом неоднорідний. У ньому змінюються, як величина, так і напрямок швидкостей в межах кроку направляючого апарату, а, отже, змінюється і силовий вплив потоку на лопаті робочого колеса поворотно-лопатної турбіни.

Неоднорідність потоку створюється направляючим апаратом. Якщо через δ позначити нерівномірність статичного тиску в межах кроку направляючого апарату на стінці камери перед робочим колесом, то вона дорівнюватиме:

$$\delta = \frac{2(p_{\text{макс}} - p_{\text{мін}})}{p_{\text{макс}} + p_{\text{мін}}}, \quad (1.10)$$

де $p_{\text{макс}}$ - максимальне статичний тиск;

$p_{\text{мін}}$ - мінімальне статичний тиск.

Ця нерівномірність сильно змінюється при зміні відкриття направляючого апарату (або витрати води). На рис.1.9 представлена нерівномірність поля швидкостей для робочого колеса ПЛ90, з якої видно, що найбільша нерівномірність створюється при малих витратах, і для даних витрат - при великих наведених швидкостях обертання ротора турбіни, а, отже, при малих напорах натурної турбіни.

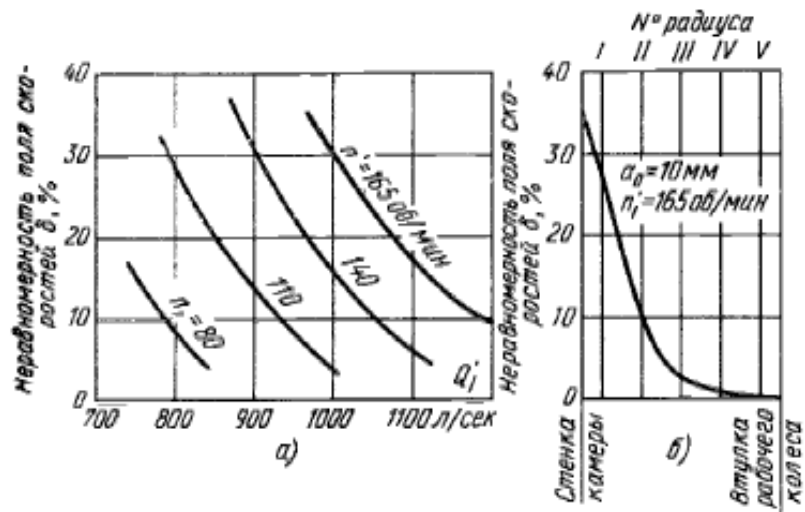


Рисунок 1.9 - Нерівномірність поля швидкостей.

а- за направляючим апаратом при різних режимах роботи турбіни;

б - за направляючим апаратом по радіусу

Крокова нерівномірність потоку найбільше значення має на периферійних профілях лопатей. У середній частині лопаті робочого колеса ця нерівномірність не перевершує 2 - 5%, у той час, як на периферійних профілях вона вище 30%.

На рис.1.9б, де приведено отриману на моделі зміну крокової нерівномірності потоку, видно, що нерівномірність потоку, починаючи від середини лопаті і до втулки, практично близька нулю.

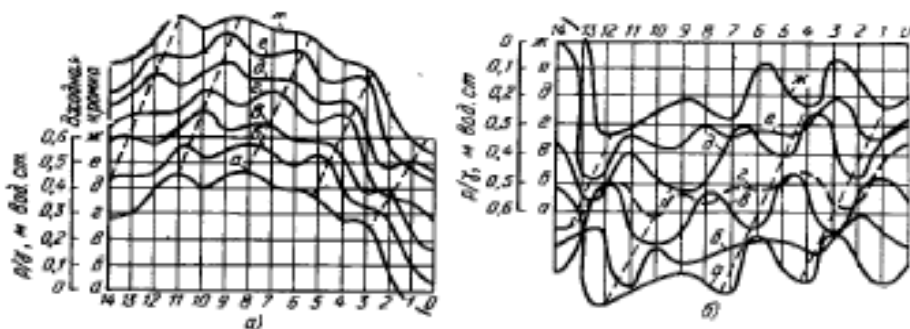


Рисунок 1.10 Епюри тисків потоку на лопаті

а - переміщення піків тисків з робочої сторони профілю лопаті робочого колеса; б - переміщення піків тиску з тильного боку профілю лопаті робочого колеса.

Вимірювання тиску в окремих точках робочої поверхні профілю показало, що в межах кроку у всіх точках профілю характер зміни тиску однаковий і має один максимум і один мінімум. Найбільша зміна пульсації тиску спостерігається на передній третині довжини хорди профілю.

На рис.1.10 дані епюри зміни тисків на обертовому профілі лопаті при різних положеннях профілю відносно кроку направляючого апарату. Піки епюр тиску переміщуються при проходженні профілю лопаті кроку направляючого апарату від вхідної кромки до вихідної.

Окремі вихори, що зриваються з лопаток направляючого апарату, проходять повз лопаті робочого колеса і змінюють розподіл (величину і напрямок) швидкостей потоку, який обтікає профіль лопатки. Це веде до зміни підйомної сили.

Найбільша зміна підйомної сили системи вихор - профіль відбувається при відході вихору від профілю; при цьому різка зміна підйомної сили спостерігається при розташуванні вихору проти вихідної кромки профілю. Такий закон зміни підйомної сили викликає явище, подібне явищу бафтінга (трясіння) хвостового оперення літака. При цьому найбільшого впливу на систему вихори надають не в момент набіганням на профіль, а в момент їх відходу від профілю.

Якщо частота зміна збурюючої сили на лопатях при проходженні повз них окремих вихорів, що зриваються з кромки направляючих лопаток, буде знаходитися в резонансі з власною частотою коливання лопатей, то в металі лопатей обов'язково виникнуть втомні явища (тріщини).

Необхідно відзначити, що найбільш сприятливими умовами для зриву вихорів з лопаток направляючого апарату у поворотно-лопатних турбін є велике відкриття, коли нижні кінці направляючих лопаток звисають над камерою.

Зрив вихорів з лопатей робочого колеса.

Численні дослідження обтікання потоком різних тіл (циліндрів, еліпсів, пластин і профілів крила) показали, що за тілом, яке обтікається утворюється вихрова доріжка типу Бенара - Картана із шаховим розташуванням вихорів. Вихрова доріжка утворюється під впливом сил в'язкості. Вихори, що зароджуються в прикордонному шарі, збільшуючись, зриваються потоком з тіла, яке обтікають, і від-

ходять від нього. Зрив вихорів відбувається по черзі то з верхньої, то з нижньої поверхні тіла. При цьому спостерігається вібрація тіла в напрямку, перпендикулярному напрямку швидкості потоку.

Розглянемо випадки вібрації гідротурбін, викликані зривом вихорів з вихідних кромek лопатей робочих коліс. Явище носить назву обертаючого зриву.

Радіально-осьові колеса.

Описані випадки сильної вібрації радіально-осьових турбін, викликані утворенням вихрових доріжок типу Бенара - Картана за вихідними крайками лопатей робочого колеса. Ряд дослідників наводить випадки зменшення вібрації агрегату шляхом приварки розпірок між лопатками турбіни. На рис.1.11 представлені результати дослідження, де видно резонансні швидкості, при яких виникають великі амплітуди вібрації. Найгіршими формами вихідних кромek є 1,5 і 6, кращими - з одностороннім скосом під кутом 45° (форма 3) і з внутрішніми симетричними скосами (форма 4).

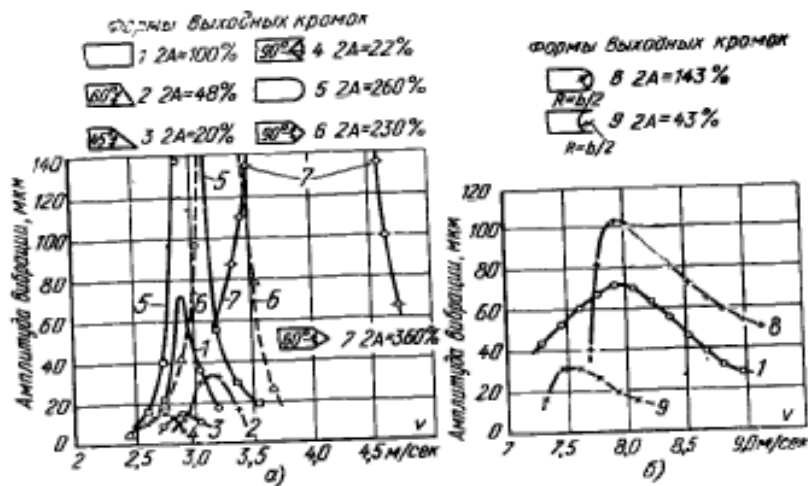


Рисунок 1.11 - Залежність амплітуди вібрації профілю від швидкості обтікання v при різній формі вихідних кромek.

а - результати випробувань для швидкостей 2 - 5 м / сек;

б - те ж для швидкостей 7 - 9 м / сек.

Тріщини в стержнях решіток водозабірних споруд можна пояснити також явищем сходу вихорів і невдалими формами вихідних кромek стержнів.

Поворотно-лопатні колеса. При зміні відкриття направляючого апарату і постійному куті установки лопатей робочого колеса вібрація агрегату змінюється, причому мінімальна вібрація відповідає, в більшості випадків, найвигіднішому комбінаторному режиму для цього кута установки лопатей.

Порушення комбінаторного зв'язку приводить до збільшення нерівномірності потоку безпосередньо за колесом і збільшенню вібрації робочого колеса: чим більше вібрація, тим більша частка енергії потоку витрачається на її підтримку.

З іншого боку, всі пропелерні режими, крім оптимального, мають велику тангенціальну складову вихідної швидкості. Енергія, відповідна цій складовій, не відновлюється в відсмоктуючій трубі, а втрачається практично повністю. Тому к.к.д. турбіни зменшується при відхиленні режиму роботи від оптимального для даного кута установки лопатей.

Відсмоктуюча труба. Нерівномірність потоку у вхідному розрізі відсмоктуючої труби сприяє утворенню вихрових шнурів, що виникають у результаті відходу окремих вихорів від лопатей робочого колеса. Вони утворюються також у вигляді спіралей, які відходять від обтічника робочого колеса, або у вигляді центрального вихрового шнура, розташованого по центру відсмоктуючої труби. Вихрові шнури викликають зміни розподілу швидкостей і тиску в відсмоктуючій трубі і збільшують нерівномірність розподілу швидкостей в окремих поперечних січеннях труби. Руйнування шнурів супроводжується сильними шумовими явищами в відсмоктуючій трубі, ударами і коливаннями тиску. Останні, за деяких умов, поширюються по всій проточній частині турбіни, включаючи спіральну камеру і напірний трубопровід. У ряді гідротурбін утворенню вихрових шнурів в відсмоктуючій трубі сприяють неправильна форма і розміри обтічника робочого колеса турбіни.

Так, опуклий і прямий обтічники більше сприяють відриву потоку, ніж увігнуті (рис.1.12). Укорочений конус також сприяє відриву потоку.

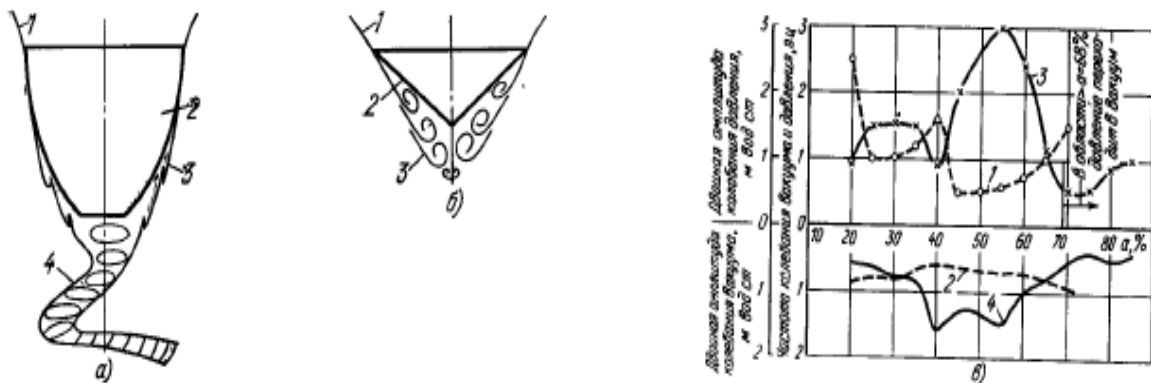


Рисунок 1. 12 - Вплив форми обтічників на вібрацію турбіни.

а і б - опуклий і прямої обтічники робочого колеса:

1 - робоче колесо, 2 - обтічник робочого колеса, 3 - область зриву потоку і утворення вихорів, 4 - вихровий шнур;

в - частота і амплітуда коливань тиску в відсмоктуючій трубі турбіни потужністю 34 тис.кВт при напорі 32,5 м (оборотна частота 1,78 Гц):

1 - частота коливань тиску на периферії труби, 2 - те ж в центрі відсмоктуючої труби, 3 - подвійна амплітуда коливання тиску на периферії труби, 4 - те ж в центрі труби.

У зв'язку з цим окремі вихори при сході з лопатей робочого колеса утворюють окремі вихрові шнури під колесом, а останні, з'єднуючись, створюють спіральний або осьовий вихор - шнур під робочим колесом, руйнування якого призводить до сильних ударів в порожнині під колесом і пульсації тиску в відсмоктуючій трубі.

Спіральні шнури самі мають обертальний рух. Напрямок обертального руху шнура залежить від швидкості руху потоку і від кутової швидкості вихору. Частота обертання спіральних шнурів залежить від режиму роботи турбіни і звичайно не відповідає частоті обертання робочого колеса, а менша за неї.

Спиральні шнури, які обертаються під колесом, змінюють розподіл швидкостей і тисків під робочим колесом, що сприяє виникненню пульсації тиску в проточної частини турбіни і породжує змінні сили тиску на лопаті робочого колеса.

Частота коливання тиску в відсмоктуючій трубі залежить не тільки від частоти обертання валу турбіни, але й від навантаження.

Інтенсивність коливання тиску в відсмоктуючій трубі залежить від горизонту нижнього б'єфу. У ряді випадків вібрацію агрегату вдавалося усунути при збільшенні висоти відсмоктування, що досягається зниженням рівня нижнього б'єфу. Можна припустити, що збільшення висоти відсмоктування призводить до зміни потоку під робочим колесом і порушує умови вихроутворення. В інших випадках, навпаки, для усунення вібрації виникала потреба підвищення горизонту нижнього б'єфу. Це характерно для тих випадків, коли причиною вібрації є кавітаційні режими.

Для усунення вібрації, що викликається утворенням вихрових шнурів в відсмоктуючій трубі, також виконують інші операції, що перешкоджають вихроутворенню (впуск повітря, обладнання спеціальних обтічників та ін.).

Флатер лопатей робочих коліс

Під флатером розуміють спільні згинно-крутильні коливання пера лопаті, що виникають при такій критичній швидкості потоку, при якій енергія збудження перевищує енергію демпфування. При менших швидкостях обтікання флатера не виникає.

Приблизно критичну швидкість можна визначити за формулою Кюсснера, знаючи частоту коливань лопаті на кручення:

$$v_{кр} = \frac{f_{фл} l}{2\omega} , \quad (1.11)$$

де l - хорда профілю лопаті на середньому радіусі, м;

$f_{фл}$ - частота флатера, близька до частоти крутильних коливань лопаті, Гц; ω

- коефіцієнт, для приблизних розрахунків можна прийняти рівним 1,0.

Для збільшення критичної швидкості необхідно центр жорсткості профілю розташовувати далі від передньої кромки, ближче до центру тяжіння профілю. Флатера не виникатиме, якщо центр ваги розташовується попереду фокусу незалежно від розташування центру жорсткості. Розташування осі повороту лопаті на флатер не впливає.

Висотне положення колеса вертикальної радіально-осьової турбіни.

Висотному положенню робочого колеса радіально-осьової турбіни (малої швидкохідності) має бути приділена при монтажі серйозна увага з двох причин:

1. Несиметричне положення каналів робочого колеса щодо середини висоти направляючого апарату сприяє відриву потоку від внутрішньої поверхні ободу колеса. Це призводить до пульсації тиску в колесі і вібрації турбіни. Відриву потоку особливо сприяє велика кривизна поверхні нижнього ободу і опущене положення колеса (рис.1.13а). Відрив настає при деяких навантаженнях, і зі збільшенням відкриття направляючого апарату (збільшення навантаження) область відривної течії збільшується; зростає також і вібрація турбіни.

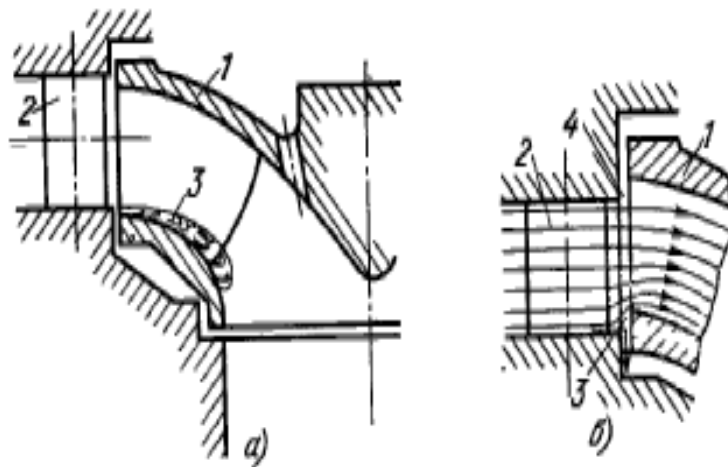


Рисунок 1.13 - Схема потоку при неправильному висотному положенні робочого колеса.

а - відрив потоку з внутрішнього боку нижнього ободу при опущеному колесі: 1 - робоче колесо, 2 - лопатка направляючого апарату, 3 - область зриву потоку; б – утворення підвищеного тиску перед щілиною нижнього ущільнення робочого колеса: 1 - робоче колесо, 2 - лопатка направляючого апарату, 3 - щілина нижнього ущільнення, 4 - щілина верхнього ущільнення.

2. Несиметричне положення робочого колеса, щодо середини висоти направляючого апарату, призводить до перерозподілу тиску перед щілинами ущільнення. Там, де ущільнюоче кільце виступає в потоці, тиск перед щілиною збільшується (рис.1.13б). Це сприяє збільшенню протікання через ущільнення і більш інтенсивному його зносу, ніж у випадку, коли ущільнення втоплене по відношенню до кільця направляючого апарату. Перед ущільненням із-за відриву потоку тиск знижується, і виток через нього зменшується. Нерівномірний знос ущільнюючих зазорів призводить до зміни осьового гідравлічного зусилля на колесо. Неоднаковий знос ущільнень може призвести до того, що через великий знос, наприклад, нижнього ущільнення осьова складова гідравлічної сили буде спрямована вгору, що при деяких навантаженнях призводить до підйому ротора агрегату.

Вибір висотного положення робочого колеса при монтажі повинен проводитися з урахуванням прогину вантажонесучої хрестовини і температурного подовження валу генератора.

Підйом роторів гідротурбін.

У поворотньо-лопатних гідротурбін підйом ротора спостерігається в насосних режимах, а також у разі закриття щитів у відсмоктуючий трубі під час роботи турбіни на мережу (з постійною швидкістю обертання).

При розгляді силових характеристик гідротурбіни (рис.1.14) видно, що якщо для даного відкриття направляючого апарату частота обертання агрегату перевищує частоту, відповідного нульового значенням осьової сили, то турбіна працює у насосному режимі. При цьому тиск під колесом стає більшим, ніж тиск над колесом, і гідравлічне осьове зусилля спрямовується знизу вгору. Величина цього осьового зусилля залежить як від частоти обертання турбіни (чим більше n , тим більше $P_{ос}$), так і від відкриття направляючого апарату та розвороту лопатей робочого колеса (Рис.1.14).

Коли осьове зусилля насосного режиму перевершує вагу ротора агрегату (вагу обертових частин), ротор піднімається.

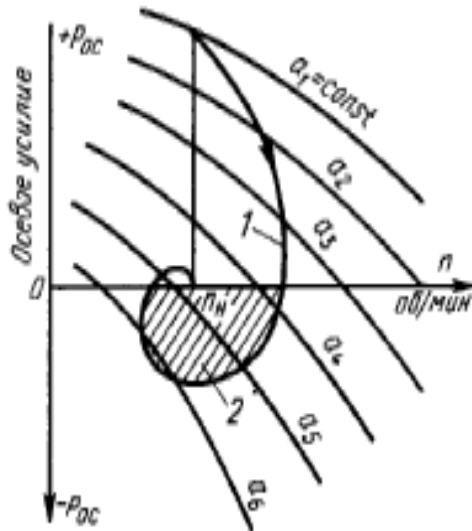


Рисунок 1.14 - Зміна осьового зусилля на робочому колесі.

$a_1 - a_6$ - відкриття направляючого апарату: 1 - зміна осьового зусилля при скиданні навантаження з генератора; 2 - зона негативного осьового зусилля (для вертикальних агрегатів зусилля спрямовано вгору).

Слід відзначити, що підвищені вібрації ротора виникають у момент його підйому, а також при зіткненні обертових деталей ротора з нерухомими, що обмежують переміщення ротора. Ці коливання швидко затухають. Частота вібрації, як правило, низька, не перевершує 5 Гц (залежить від ваги ротора і швидкості настання насосного режиму).

Осьове гідравлічне зусилля на поворотно-лопатне колесо в генераторному режимі спрямовано вниз і визначається за формулою:

$$P_{ос} = K \frac{\pi D^2}{4} H_{макс}, \quad (1.12)$$

K - коефіцієнт, рівний для коліс: чотири лопатних - 0,8; п'яти лопатних - 0,85; шесті лопатних - 0,89; семі лопатних - 0,93;

D - діаметр робочого колеса, м;

$H_{макс}$ - максимальний напір турбіни, м.

Зусилля $P_{ос}$ виходить в тоннах.

Вісьове зусилля поворотно-лопатних гідротурбін залежить, як від відкриття направляючого апарату, так і від кута розвороту лопатей.

Зміна осьового зусилля у радіально-осьових гідротурбін багато в чому залежить від величин зазорів в ущільненнях, ефективності розвантаження верхнього обода (наявність розвантажувальних отворів у верхньому ободі, спеціального трубопроводу) та ін. У разі, якщо тиск на нижній обід перевищує вагу ротора і тиск на верхній обід, може статися підйом ротора. Як і у поворотно-лопатних гідротурбін, підвищення вібрації в цьому випадку спостерігається на початку підйому ротора. Частота вібрації залежить від маси ротора і характеру зміни осьової сили при підйомі. Зазвичай частота вібрації не перевершує 5 Гц і після виникнення швидко згасає. Висота підйому ротора визначається конструктивними особливостями турбіни.

Масляна плівка від мастила в підшипниках і в підп'ятниках.

Коли які-небудь бічні сили, що діють на обертовий вал, відсутні, він буде займати в підшипнику середнє положення. Поява бічної сили, наприклад, сили небалансу, викличе зміщення валу, і в якийсь момент часу прийме ексцентричне положення (рис.1.15, де P - сила тиску масла на вал; F - відцентрова сила неврівноваженого ротора).

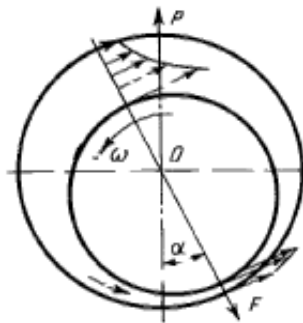


Рисунок 1.15 - Масляна плівка в підшипнику як збудник вібрації.

P - сила тиску масла на вал; F - відцентрова сила неврівноваженого ротору (бічна сила).

Результуючі сил P і F будуть прагнути переміщувати вал проти годинникової стрілки всередині підшипника, викликаючи биття валу.

Різниця між випадками самозбудження коливань при сухому терті, описаному вище, і за наявності масляної плівки полягає в тому, що в першому випадку

переміщення осі валу протилежно обертанню самого валу, а в другому напрямки обох обертань збігаються. Збільшення подачі масла на змащення напрямних підшипників у цьому випадку звичайно зменшує биття валу і вібрацію.

Спостереження за роботою підп'ятників багатьох ГЕС показали, що підп'ятники працюють не на чистому маслі, а на суміші масла з повітрям. Повітря знаходиться в маслі у механічній суміші (суспензії); воно утворює практично стабільну масло-повітряну суміш.

Розміри бульбашок повітря цілком видимі і за діаметром сумірні з товщиною масляної плівки, а іноді значно перевершують її. Вони можуть, за деяких умов, зменшуватися до розмірів, невидимих неозброєним оком.

Насиченню масла повітрям у підп'ятника сприяють наступні причини:

- вихід відпрацьованого масла з зазору між диском тертя та сегментами в зону, близьку до поверхні рівня масла у ванні;
- бурхлива (неспокійна) поверхня рівня масла в ванні;
- наявність піни на поверхні масла у ванні внаслідок обертання масла при наявності значних перешкод (охолоджувачів, перегородок та ін.).

Спінюванню мінерального масла також сприяє явище «омилення» його в результаті хімічної взаємодії з деякими металами, зокрема з оловом, що знаходяться в бабіті сегментів.

Піноутворення різко посилюється при наявності в маслі навіть незначної кількості вологи, яка може потрапити в масло внаслідок конденсації парів води, що знаходяться в повітряному просторі масляної ванни, течі трубок охолоджувача та ін.

У результаті масло підп'ятника збагачується повітряними бульбашками, утворюючи масло - повітряну суміш, яка бере участь в циркуляції масла через зазори між диском тертя та сегментами.

У результаті цього рівень масла при роботі розташовується вище, ніж при зупиненому агрегаті.

Наявність суміші масла з повітрям в підп'ятниках гідроагрегатів може бути причиною контакту між поверхнями тертя при вібрації агрегату.

Розглянемо поведінку підп'ятника за наявності вертикальної вібрації. Пружна система «диск - сегмент» схематично представлена на рис.1.16.

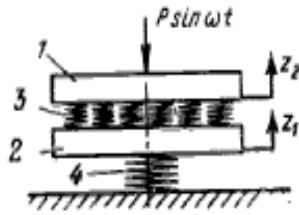


Рисунок 1.16 Схема «диск - сегмент» для розрахунку впливу вертикальної вібрації диску на роботу п'яти.

- 1 - диск тертя з приведеною масою m_2 ; 2 - сегмент з приведеною масою m_1 ;
- 3 – масло-повітряна суміш з еквівалентним коефіцієнтом пружності c_2 ;
- 4 - опора сегменту з коефіцієнтом пружності c_1 .

Тут між диском тертя і сегментом розташована пружна середа з еквівалентним коефіцієнтом пружності c_2 . Сегмент розташований на пружній основі з коефіцієнтом пружності c_1 . Прийmemo, що на диск діє мінлива збудуюча сила, а амплітуди вимушених коливань диска і сегмента відповідно A_1 і A_2 .

Тоді, при $(c_2/c_1) = \infty$, тобто при середовищі, що не стискається, між диском і сегментом (повітря в маслі відсутня) відношення $(A_1/A_2) = 1$. Це говорить про те, що вертикальна вібрація диску передається сегменту, і система вібрує, як одне ціле не залежно від частоти і амплітуди вібрації.

При відношенні $(\omega/k_1) > 1$ (відношення частот збудуючої сили і власних коливань опорної конструкції п'яти) $(A_1/A_2) = - 1$. Коли амплітуди вібрації знаходяться в протилежних фазах одна до одної, при деяких амплітудах може відбутися зіткнення металу диску із сегментом, тобто може зруйнуватися масляна плівка і наступити сухе або, в крайньому випадку, напівсухе тертя, що призводить до швидкого нагріву ділянки дотику сегменту з диском.

Так як за характером вертикальна вібрація гідроагрегату має в основному випадковий характер, то передбачити, коли це відбудеться, неможливо.

Тут розглянуто спрощену схему роботи підп'ятника при вібрації. Насправді процес передачі вібрації від диску до сегменту набагато складніший.

У більш важких умовах перебувають агрегати, що мають опору сегментів на кришці турбіни, яка може здійснювати незалежні від диску коливання від дії потоку води в турбіні. При цьому, коли вертикальні коливання ротора агрегату, що передаються диску тертя, або бій самого диску будуть в протилежній фазі з коливаннями кришки турбіни (опори сегменту), може виникнути розрив масляної плівки незалежно від співвідношення частот цих діючих сил. Таким чином, для цього типу агрегатів вертикальні вібрації дуже небезпечні. Тому жорсткість кришки турбіни повинна бути обрана такою, щоб вібрація кришки була по можливості мінімальною від дії збуджуючих сил в турбіні.

Гідравлічний небаланс робочого колеса радіально-осьової турбіни.

Гідравлічним небалансом називається порушення симетричності розподілу тиску на бічній поверхні робочого колеса радіально-осьової турбіни, що призводить до появи змінної збуджуючої сили на колесі.

Гідравлічний небаланс робочого колеса спостерігається при ексцентричному розточенні кільця ущільнення, які розташовані на робочому колесі; однобічному обточуванні обода колеса з метою зняття металу з одного боку, що практикують деякі заводи при балансуванні колеса; невдалій формі балансувального вантажу, який закріплено на зовнішній поверхні обода робочого колеса, що призводить до порушення симетрії тисків на бічну поверхню колеса.

Якщо ущільнювальне кільце, що обертається, розташоване ексцентрично, то найбільша гідродинамічна бічна сила виникає в тому випадку, коли з одного боку зазор дорівнює нулю. Отже, при різних зазорах по колу ущільнення виникає поперечна гідродинамічна сила, спрямована у бік більшого зазору. Так як при обертанні колеса мінімальний зазор переміщується, змінюється і напрям сили впливу з основною частотою $n/60$, Гц.

При ексцентричному положенні валу (у разі поганого центрування) зазори в ущільненні також будуть нерівномірними, і виникне гідродинамічна сила, спрямована у бік більшого зазору. Однак ця сила у вертикальних валів буде віджимати колесо, сприяючи його установленню по центру і не збуджуючи вібрації, так як вона спрямована постійно в одну сторону (сила, демпфіруюча коливання).

У горизонтальних турбінах в результаті прогину вала зазори в ущільненні знизу будуть менше, ніж збоку. Може наступити такий режим, коли величина гідродинамічної сили буде порівнянна з вагою частин, що обертаються, і вал як би «спливе». Природно, що підйом ротора збільшує зазор в ущільненні знизу, гідродинамічна сила зменшується, і вал знову опускається. Це призводить до значної вібрації валу.

На стійкість руху валу гідромашини високого тиску впливають сили тертя рідини в ущільненні. При цьому вібрація виникає при деякому режимі роботи, і стійкість системи порушується. Вібрація має періодичне зростання і спадання амплітуди. Збільшення вібрації приводить, в кінцевому рахунку, до зачіпання робочого колеса об нерухомі частини, і вібрація різко зменшується; потім знову настає зростання вібрації. Таким чином, збурююча гідравлічний сила, що виникає в ущільненні, прямо пропорційна тиску в щілині ущільнення. Отже, у міру збільшення навантаження на турбіну буде зростати і вібрація агрегату. Як було вже зазначено, частота вібрації і зміни збурюючої сили відповідають частоті обертання. Величина сил тертя рідини дуже мала в порівнянні з силами пружності та інерції, тому вібрація відбувається з власної частотою поперечних коливань валу.

Гідравлічний небаланс має місце також у тому випадку, коли балансувальний вантаж, укріплений на ободі колеса, виступає з проточеної площини. Це порушує параболоїд обертання рідини у відповідній порожнині, що призводить до несиметричного розподілу гідравлічного тиску на ободі, коливанням тиску води між кришкою турбіни і колесом або ободом і закладними частинами та створює неспокійну роботу турбіни.

Балансувальний вантаж повинен бути розташований так, щоб він не порушував симетрії розподілу тиску у відповідній порожнині.

Кавітаційні явища в гідротурбіні.

Кавітаційні явища в гідротурбінах, крім руйнуючої дії на метал робочих коліс та інших деталей турбін, призводять до підвищення вібрації агрегату і ударам в відсмоктучий трубі. Кавітація виникає в тих місцях проточної частини турбіни, де тиск потоку падає до тиску пароутворення при даній температурі води, що

призводить до утворення порожнин, бульбашок і до розриву суцільного потоку. Потік перетворюється на двофазний (вода - парові пухирі). Пари, потрапляючи в області підвищених тисків, частково конденсуються, в результаті чого виникають місцеві гідравлічні удари. Змикання окремих парогазових бульбашок відбувається за малий проміжок часу, що призводить до практично миттєвого зростання тиску. Якщо змикання парогазових бульбашок відбувається на поверхні металу, то метал в цьому місці поступово руйнується.

Частота коливань тиску потоку у місці виникнення кавітації коливається в широкому діапазоні від часток герца до ультразвукових частот. Розвиток кавітаційних явищ в турбіні супроводжується шумом і гідравлічними ударами, що передаються робочому колесу, оболонці відсмоктуючої труби і іншим вузлам турбіни.

Оцінку кавітаційних режимів турбіни проводять за коефіцієнтом кавітації

$$\sigma = \frac{B - H_s - H_t}{H}, \quad (1.13)$$

де B - барометричний тиск;

H_s - висота відсмоктування;

H_t - тиск паротворення;

H - напір турбіни.

Допустима висота відсмоктування для відповідних потужностей і напорів знаходиться за кривими, нанесеним на робочих характеристиках турбін.

Великий вплив на створення кавітаційних умов має розподіл швидкостей і тисків у вхідному перерізі відсмоктуючої труби. Великі швидкості (на 70%) спостерігаються у частині коліна, яка розташована з боку нижнього б'єфу. Тиск тут значно нижче, ніж на протилежному боці.

При зменшенні відкриття направляючого апарату тиск у вхідному перерізі відсмоктуючої труби на периферії збільшується, а тиск в центральній частині зменшується. На рис.1.17 представлено характер зміни тиску в відсмоктуючій трубі однієї турбіни при зміні навантаження (відкриття направляючого апарату),

причому в межах відкриття направляючого апарату від 45 до 65% у цієї турбіни спостерігалися сильні гідравлічні удари. На рис.1.17 видно, що в діапазоні відкриття направляючого апарату 45 - 60% тиск на периферії відсмоктуючої труби позитивний, а в центральній частині - негативний.

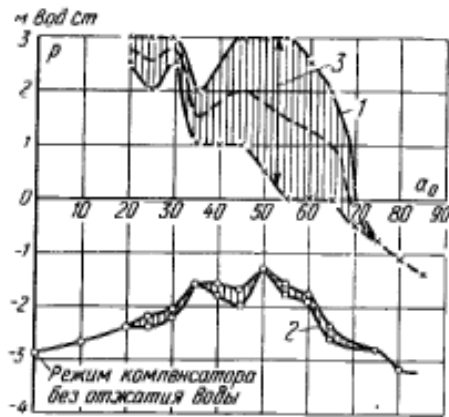


Рисунок 1.17 - Зміна тиску в відсмоктуючій трубці турбіни потужністю 34 тис.кВт з напором 32, 5 м при різному відкритті направляючого апарату.
1 - периферія труби; 2 - центральна зона; 3 - амплітуда коливання тиску.

Отримані при випробуванні, яке описано в [2], діаграми тиску на периферії відсмоктуючої труби представлені на рис.1.18

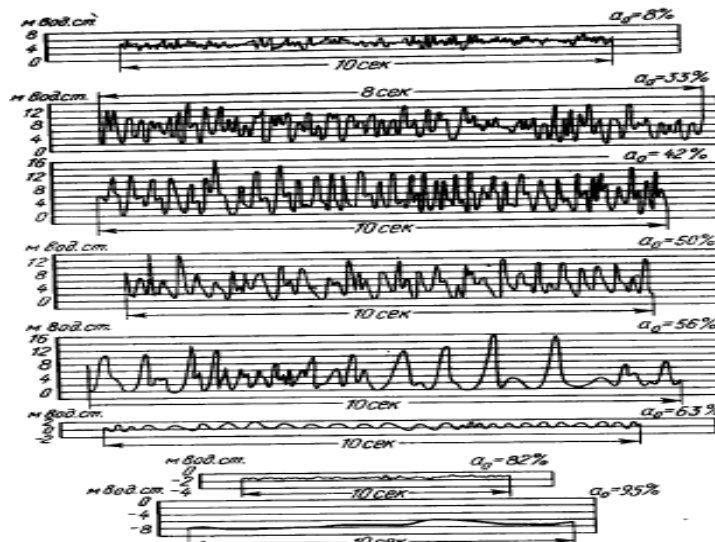


Рисунок 1.18 - Коливання тиску на периферії відсмоктуючої труби без впуску повітря.

α_0 - відкриття направляючого апарату

Агрегат відчував сильні удари в відсмоктуючій трубі; сила, звук і вібрація, що викликається ними, змінювалися в залежності від режиму роботи турбіни. Так, спокійний стан агрегату спостерігався при розрахунковому режимі, відповідному відкриттю направляючого апарату 75 - 80% шкали відкриття. Зменшення відкриття направляючого апарату викликало збільшення вібрації верхньої хрестовини генератора, максимальна величина якої лежала в діапазоні відкриття направляючого апарату, що відповідав 40 - 55% шкали. При цьому коливання тиску в відсмоктуючій трубі досягали максимальної величини.

Примірна схема розподілу потоку в відсмоктуючій трубі наступна. При розрахунковому режимі ми маємо потік води, близький до осьового. У цьому випадку обтікання профілю лопатей робочого колеса найбільш сприятливе і тиск по перерізу відсмоктуючої труби під робочим колесом у всіх точках приблизно однаковий.

Відхилення режиму роботи турбіни від номінального (розрахункового) викликає появу тангенціальною складовою швидкості вихідного потоку, причому потік, що виходить з робочого колеса, виходить тим більше закрученим, чим менше відкриття направляючого апарату. Це веде до зростання тиску на периферії відсмоктуючої труби від відцентрової сили потоку, що збільшується. Тиск в центральній частині відсмоктуючої труби із зменшенням відкриття знижується, переходячи у вакуум.

Зрив потоку з лопатей робочого колеса утворює повітряні бульбашки, які, потрапляючи в зону підвищеного тиску, викликають гідравлічні удари в відсмоктуючій трубі. При цьому зрив потоку може спостерігатися при будь-якому одному діапазоні зміни швидкості потоку. Це явище іноді пояснюється недостатньо вдалим профілем лопатей робочого колеса; частота вібрації в цих випадках відповідає частоті зміни тиску в відсмоктуючій трубі.

Слід зазначити, що при будівництві гідроелектричних станцій, особливо великої потужності, економічно вигідно пуск перших агрегатів здійснювати при незавершеному будівництві. Однак це призводить до того, що перші турбіни працюють при зни-

жених, проти розрахункових, напорах. Як правило, знижені напори зберігаються рік і більше, поки не наповниться водосховище до розрахункової відмітки.

Робота гідротурбіни при низьких (не передбачених розрахунком) напорах призводить до виникнення кавітаційних режимів, що призводить до сильного руйнування лопатей робочих коліс турбін в результаті кавітаційної ерозії. Крім того, робота в такому режимі створює підвищену пульсацію тиску і гідравлічні удари в проточній частині турбіни, що сприяє утворенню тріщин на лопатях робочих коліс. Ці явища цілком закономірні, так як з ростом наведеної частоти обертання збільшується коефіцієнт кавітації навіть при постійній витраті. Розгляд вхідних трикутників швидкостей радіально-осьової турбіни при знижених напорах, показує значне збільшення втрати енергії на «удар» при вході потоку, що також сприяє погіршенню нестационарних режимів роботи турбіни.

У цьому випадку раціональним є установка тимчасових робочих коліс більшою швидкохідності або застосування гідрогенераторів на дві синхронні швидкості обертання.

Висновки

Якісний аналіз збурюючих гідродинамічних сил показує, що діапазон основних частот зміни цих сил лежить у великих межах від часток герца до 300 Гц (це не враховуючи кратні гармоніки, а також ультразвукові коливання в потоці, що мають місце при кавітаційних режимах роботи агрегату).

У більшості випадків найбільші значення амплітуд вібрації мали складові лопатевої частоти, а також низькочастотні складові від кавітаційних збурюючих сил.

1.3.1.3 Електричні збурюючі сили

В усталених режимах в генераторі діють такі збурюючі сили:

- періодична складова магнітного тяжіння;
- сила, що з'являється при нерівномірному повітряному зазорі між ротором і статором;
- сила, що з'являється при замиканні обмоток ротора;

- сили, що виникають при несиметричних режимах генератора;
- сили, що виникають при тривалому короткому замиканні шин генератора.

Всі ці сили, що з'являються при роботі генератора, в тій чи іншій мірі діють на елементи конструкції агрегату, складаючись з іншими збурюючими силами. Так як електричні збурюючі сили виникають в генераторі, їх дія на окремі елементи конструкції залежить від типу генератора. У агрегатах підвісного типу зазвичай вантажонесуча хрестовина спирається на статор генератора, і вібрація останнього передається хрестовині.

У агрегатах зонтичного типу вантажонесуча хрестовина встановлена на окремому фундаменті і не пов'язана зі статором генератора.

Електричні збурюючі сили в сталих режимах мають досить велику частоту (50 Гц і більше). Більшою мірою вони впливають (деформації і зміщення) на конструкції статора і меншою - на турбіну. Тому складові вібрації від електричних збурюючих сил у генераторах зонтичного типу передаються на вантажонесучу хрестовину у меншій мірі, ніж у генераторах підвісного типу.

Періодична складова сила магнітного тяжіння.

Струм, протікаючи по обмотках ротора генератора, створює магніторушійну силу ротора і магнітну індукцію в повітряному зазорі. По колу ротора виникають радіальні зусилля між ротором і статором, які прагнуть притягти їх один до одного.

Радіальне зусилля елемента кола ротора рівне:

$$P = \frac{SB^2}{25 \cdot 10^6}, \text{ кгс} \quad (1.14)$$

де S - площа поверхні елемента ротора, см^2 ;

B - магнітна індукція, гс.

Нерівномірність повітряного зазору між ротором і статором (наприклад, при еліпсності статора, радіальному зміщенні окремих полюсів і тощо) приводить до одностороннього радіального зусилля, що спрямовано в бік меншого зазору. У ра-

зі більшого відхилення повітряного зазору між ротором і статором, його необхідно виправити шляхом центрування ротора і статора або регулюванням, а якщо це необхідно, шляхом переклиновки полюсів. Частота зміни впливу на ротор або статор збуджуючих сил у цьому випадку дорівнює:

$$\frac{ni}{60} \text{ або } \frac{2ni}{60}, \text{ Гц,}$$

де n - частота обертання ротора, об/хв; $i = 1, 2, 3 \dots$ - порядок гармоніки.

Нерівномірність повітряного зазору перевіряється проміром на зупиненому агрегаті. Однак працюючий агрегат може давати односторонні зміщення ротора, які промірами визначені бути не можуть. У цьому випадку магнітну несиметрію краще визначати осцилографом, одночасно трьома шлейфами, які записують е.р.с, що наводиться в трьох провідниках, розташованих по колу в повітряному просторі під кутом 120° один до одного.

Характерними ознаками порушення симетрії магнітної індукції є:

- мала вібрація агрегату на холостому ходу без збудження і збільшення вібрації при підвищенні струму збудження;
- струм збудження при нормальній швидкості обертання вала і нормальній напрузі на виводах статора після появи підвищеної вібрації більше, ніж до неї;
- криві холостого ходу А і трьохфазного короткого замикання В на виводах статора II лежать нижче тих же характеристик I, що зняті до появи підвищеної вібрації (рис.1.19);
- поступове зниження вібрації при поступовому зменшенні напруги на виводах статора;
- миттєве зникнення вібрації при знятті збудження автоматом гасіння поля в колі ротора.

Замикання обмоток полюсів.

У разі якщо частина обмоток полюсів ротора закорочена (або частково шунтована зовнішнім опором), розподіл магнітної індукції в повітряному зазорі буде неоднаковим і з'явиться одностороння результуюча сила, що діє на ротор і статор

та викликає вібрацію агрегату. Частота цієї вібрації буде також кратною швидкості обертання вала агрегату.

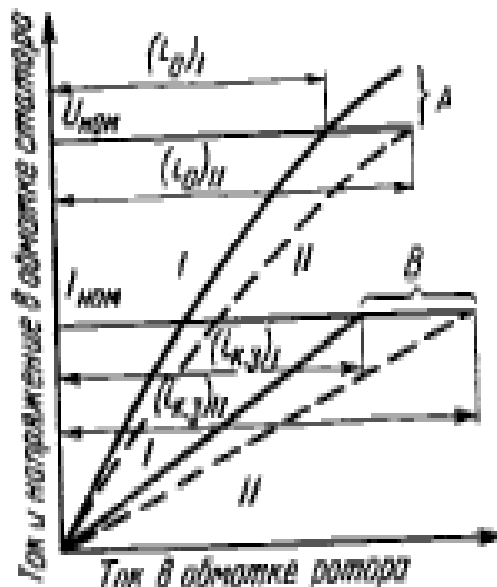


Рисунок 1.19 - Характеристика холостого ходу і триполюсного короткого замикання.

Наявність повного короткого замикання обмотки полюса ротора, або часткове його шунтування, легко може бути встановлено за допомогою осцилографа. Для цього в міжзалізному просторі закріплюється провідник, що охоплює одне полюсне поділення. Генератор пускається на холостому ходу, і дає збудження. Е.р.с., що наводиться в провіднику, записується осцилографом.

При наявності дефекту в обмотці ротора, осцилограма покаже зменшення хвилі синусоїди е.р.с. при проходженні полюса з пошкодженою обмоткою повз провідник.

На одному гідрогенераторі сталося закорочене 17 з 56 обмоток полюсів ротора. Це призвело до різкого збільшення вібрації агрегату. Агрегат довелося негайно зупинити. Після відключення АГП вібрація відразу припинилася.

Несиметричний режим роботи генератора.

У ряді випадків, за умовами режиму системи, агрегатам доводиться працювати з несиметричним навантаженням фаз. У всіх цих випадках порушується рівно-

вага струмів у фазах і обертовий магнітний потік, що створюється обмоткою статора, буде змінним.

Цей потік можна представити таким, що складається з двох потоків: одного, що обертається синхронно з ротором, і іншого - у зворотний бік. Магнітні лінії потоку зворотної послідовності наводять в обмотках збудження ротора струми подвійної частоти. Це призводить, крім додаткового нагрівання ротора, до змінних збурюючих сил між ротором і статором подвійної частоти (100 Гц). Чим більше несиметрія струму в фазах, тим більше величина вібрації агрегату. Для гідрогенераторів допускається нерівномірність струмів у фазах до 20%. При цьому вібрація не перевищує допустиму величину.

Висновки

Збурюючі сили електричного походження в сталих режимах мають частоти перших гармонік: в основному оборотну, подвійну оборотну, 50 Гц і 100 Гц.

1.3.2 Несталий режим

Збурюючі сили, що виникають в агрегаті при неусталених режимах (при перехідних процесах), по-різному впливають на вузли агрегату. Зусилля, що виникають у генераторі і мають більшу частоту, в основному впливають на конструкції генератора і в меншій мірі на деталі турбіни, і, навпаки, зусилля, що мають велику частоту і виникають в гідротурбіні, у малому ступені передаються генератору, а в основному впливають на турбіну. Це пояснюється тим, що ротор генератора, маючи великі махові маси, є як би своєрідним екраном, який затримує передачу імпульсів сил великої частоти.

Розрахунки підтверджують, що наявність великого махового моменту генератора в порівнянні з маховим моментом гідротурбіни як би «захищає» турбіну від впливу поштовхів електричного навантаження (самосинхронізації, короткого замикання та ін.).

Основними перехідними режимами, що зустрічаються в експлуатації гідроагрегатів, є: пуск агрегату; включення агрегату в мережу; зміни навантаження включеного агрегату; раптове коротке замикання генератора; скиди і накиди наван-

таження; перехід генератора в режим синхронного компенсатора і назад в генераторний режим; зупинка агрегату і гальмування; розгінний режим агрегату; автоматичне повторне включення агрегату з самосинхронізацією; ресинхронізація генератору.

Всі ці режими часто зустрічаються при експлуатації гідроелектростанцій.

Механічні і гідравлічні збурюючі сили

Появу і дію механічних і гідравлічних збурюючих сил при перехідних режимах зручно простежити при розгляді самих перехідних процесів.

Пуск агрегату може бути розділений на три моменти:

- відкриття направляючого апарату до пускового значення (при цьому агрегат не обертається);
- момент рушання агрегату і набір перших обертів;
- поступове збільшення швидкості обертання до встановлення швидкості обертання холостого ходу або близької до неї.

У перший момент пуску напрямний апарат відкривається до пускового відкриття, яке за величиною більше відкриття, необхідного для холостого ходу агрегату. Вода, що надходить в камеру турбіни, створює тиск на лопаті колеса, збільшуючи, з одного боку, крутний момент, необхідний для подолання сил опору, а з іншого - осьове зусилля на робоче колесо. Осьове зусилля на робоче колесо збільшує прогин вантажонесучої хрестовини. При цьому вода заповнює всю порожнину робочого колеса, відбувається упорядкування потоку, що викликає деяку вібрацію агрегату. Ця вібрація не має періодичності; величина її залежить від характеру заповнення камери турбіни та умов затоплення колеса з боку нижнього б'єфу. У перший момент початку обертання агрегату в результаті подолання тертя спокою в опорах потрібно трохи підвищений момент на валу.

Після зрушення агрегату частота обертання вала збільшується і відбувається зміна сил тертя в підп'ятниках і направляючих підшипниках. Після зриву диска п'яти з сегментів коефіцієнт тертя значно зменшується і виникають коливання вала. При цьому, завдяки зміні відносної швидкості переміщення диску по сегментах, тертя в підп'ятниках періодично змінюється, переходячи від полурідинного до рі-

динного. Ці коливання віддаються на вантажонесучу хрестовину в основному в тангенціальному напрямку. Вони можуть мати амплітуду значної величини, але в міру збільшення частоти обертання вони зовсім затухають.

Подальше підвищення частоти обертання вала призводить, у більшості випадків, до збільшення горизонтальної вібрації опор агрегату з оборотною частотою. Це відбувається в результаті наявності залишкового небалансу ротора або деякої неточності в центруванні вала. При цьому вібрація переходить в усталені коливання, що відповідають холостому ходу. Однак на величину вібрації впливають різні фактори, як, наприклад, попадання в резонанс власних коливань окремих вузлів агрегату з оборотною частотою або швидке закриття направляючого апарату регулятором швидкості при підході ротора до нормальної частоти обертання. В останньому випадку в проточній частині турбіни з'являється гідравлічний удар, що викликає короткочасну неспокійну роботу агрегату. У поворотно-лопатних гідротурбін під час згортання лопатей робочого колеса при пуску наступає режим найбільш несприятливий з точки зору узгодженості комбінаторної залежності. У цей момент вібрація різко зростає.

У деяких поворотно-лопатних гідротурбін при пусках спостерігається підйом роторів. Ця ненормальність зазвичай усувається відповідним підбором пускового кута установки лопатей робочого колеса, пускового відкриття направляючого апарату і швидкості переміщення лопатей.

Режими скидання навантаження для гідроагрегату є особливо важкими. Скидання повного навантаження приводить до наступних явищ:

- З генератора знімається повний крутний момент, в результаті статор агрегату здійснює загасаючі крутильні коливання. У генератора підвісного типу ці коливання передаються вантажонесучій хрестовині.

- Частота обертання вала агрегату збільшується на 30 - 40% проти номінальної. Це приводить при наявності залишкового небалансу ротора до збільшення складових радіальної і тангенціальною вібрації вантажонесучої хрестовини і опор направляючих підшипників. Горизонтальна вібрація по амплітуді збільшується в 1,5 - 2 рази з частотою, що відповідає зворотній частоті.

- При швидкому закритті направляючого апарату виникає гідравлічний удар у спіральній камері і напірному трубопроводі.

- Турбіна може переходити в насосний режим, що може викликати гідравлічний удар в відсмоктуючій трубі, а в ряді випадків появу осьової гідравлічної сили, спрямованої вгору.

- У поворотно-лопатних гідротурбін відбувається разузгодженість комбінаторної залежності в результаті більш уповільненого закриття лопатей робочого колеса порівняно з часом закриття направляючого апарату. Разузгодженість комбінаторної залежності також призводить до збільшення вібрації агрегату.

Найбільш небезпечним при скиданні навантаження у поворотно-лопатних гідротурбін є гідравлічний удар в відсмоктуючій трубі.

Електричні збуджуючі сили, що виникають при перехідних процесах в генераторі.

Включення агрегату в мережу здійснюється наступними способами:

- точною автоматичною синхронізацією;
- точною ручною синхронізацією;
- самосинхронізацією.

При перших двох способах для включення генератора в мережу необхідно забезпечити у момент включення рівність частот і фазових кутів напруг генератора і мережі.

При самосинхронізації немає необхідності в точній підгонці частот і фазових кутів; агрегат включається в мережу незбудженим з підсінхронною швидкістю обертання, а потім подається збудження. У результаті під дією синхронного моменту агрегат втягується в синхронізм.

Основні частоти змінних збуджуючих сил, що виникають в перехідних електричних процесах, рівні у середньому 50 і 100 Гц.

При наявності в генераторі заспокоювальних обмоток електричні перехідні процеси затухають швидше, знакозмінні складові електродинамічного моменту значно менші по амплітуді. Це призводить, як правило, до того, що у генераторів

із заспокоювальними обмотками перехідні процеси протікають більш спокійно і величини вібрації на них менше, ніж у генераторів без заспокоювальних обмоток.

Однак величини вібрації і деформації при перехідних режимах у гідроагрегатів залежать як від конструкції, так і від складання і монтажу вузлів.

Навіть однотипні агрегати можуть мати зовсім непорівнянні величини вібрації і деформації при перехідних процесах.

1.4 Вибір напрямку дослідження

Вібраційні випробування гідроагрегатів ГЕС можна розділити на наступні групи:

- Приймально-здавальні, що проводяться при прийманні агрегату в промислову експлуатацію. Ці випробування дозволяють уточнити вібраційні характеристики агрегатів, виявити найбільш спокійні (з точки зору вібрації, кавітації, шуму та ін) режими роботи, оцінити якість монтажу і отримати еталонні характеристики нової машини. Подальші експлуатаційні випробування дозволяють порівняти характеристики гідроагрегату в даний період з еталонними і тим самим виявити і оцінити ті зміни в гідроагрегаті, які відбулися за минулий період.

- Експлуатаційні, що проводяться перед виведенням агрегату в ремонт і після закінчення ремонту. Ці випробування, зокрема перед виведенням агрегату в ремонт, дозволяють виявити відхилення від норми в роботі обладнання та уточнити обсяг робіт з ремонту агрегату. Крім того, вібраційний стан агрегату перед ремонтом може звернути увагу експлуатаційного персоналу на які-небудь приховані дефекти, що не виявлені під час нормальної експлуатації (порушення центрування лінії валу, розбалансування та ін.) Якість ремонту також оцінюється його вібраційним станом - повинно бути краще, ніж до ремонту. Тому після ремонту необхідно також провести вимірювання вібрації агрегату.

- Дослідницькі, що зазвичай проводяться на агрегатах, що мають ненормально підвищену вібрацію, збільшений шум і гідравлічні удари при роботі, великі кавітаційні пошкодження та ін

- Аварійні, що проводяться після відновного ремонту агрегату, пов'язаного з аварійним пошкодженням вузлів агрегату.

Дослідницькі випробування, що проводяться з метою визначення причин підвищеної вібрації і розроблення заходів, щодо зменшення вібрації, включають в себе наступні роботи:

Роботи при зупиненому агрегаті:

- Перевірка кріплень опорних вузлів агрегату (хрестовини, підшипники, робоче колесо і ін.);

- Перевірка зазорів в ущільненні робочого колеса, маслоскидуючих кілець комбінатора, міжзалізного простору генератора, збудника і підзбудника і звірка даних, які отримані з даними монтажних формулярів. Вимірювання дійсних кутів установки лопатей робочого колеса поворотно-лопатевої турбіни. У радіально-осьових турбін необхідно вимірювати крок між лопатками направляючого апарату на виході і між вихідними крайками лопатей робочого колеса;

- Встановлення і налагодження апаратури, прокладання кабелів від датчиків до осцилограф та ін.;

- Визначення періоду власних коливань окремих вузлів агрегату (лопаті робочого колеса, ковшів активної турбіни, хрестовини, корпусу комбінатора, окремі тяги системи регулювання, трубопроводи).

Роботи на холостому ходу агрегату:

- Дослідження впливу збудження на вібрацію агрегату з нормальною швидкістю обертання валу при наступних режимах: а) без збудження; б) з порушенням, рівним 0,25; 0,50; 0,75; 1,00 $U_{ном}$; в) з включенням і відключенням АГП. Зміна вібрації при зміні збудження (значне збільшення вібрації при збільшенні збудження) вказує на наявність магнітної асиметрії генератора.

- Визначення магнітної несиметрії із записом осцилографом струму, що наводиться у провіднику, який охоплює одне полюсне ділення. Ця робота виконується тільки при наявності різкого зменшення вібрації при знятті збудження з генератора.

- Визначення механічного небалансу ротора. Агрегат без збудження працює при частотах обертання вала рівних 0,6; 0,8; 1,0; 1,15; 1,30 n_n . У кожному випадку фіксується величина амплітуди вібрації, яка у разі небалансу буде змінюватися майже прямолінійно, пропорційно квадрату частоти. Визначення вібрації при знижених частотах обертання агрегату (нижче 50% від номінального) небажано, тому що при цьому погіршується режим змащення п'яти.

Режим роботи генератора під навантаженням. Агрегат підключається до мережі, встановлюються певні відкриття направляючого апарату і отримують відповідні їм навантаження.

Режим синхронного компенсатора. Після зняття навантаження з агрегату напрямний апарат закривається повністю і колесо звільняється від води шляхом впуску у камеру стисненого повітря.

Причини вібрації, викликані кавітаційними або будь-якими гідравлічними явищами в турбіні (ударний вхід води на лопаті та ін.), легко виявляються під час запуску агрегату двигуном при спорожній турбінній камері. У цьому випадку вібрація агрегату різко зменшується в порівнянні з вібрацією, що спостерігається при активному навантаженні генератору.

При наявності механічних причин вібрації (небаланс ротора, неправильна лінія валу, тощо.) величина її при режимі двигуна майже не змінюється. Переведення агрегату в режим двигуна здійснюється повним закриттям направляючого апарату турбіни при роботі агрегату на мережу. Звільнення робочого колеса від води у разі позитивної висоти відсмоктування (колесо не затоплене) здійснюється впуском атмосферного повітря в камеру робочого колеса через спеціальні трубопроводи або через клапани зриву вакууму, які в цьому випадку примусово відкриваються. При наявності підпору з боку нижнього б'єфу (робоче колесо затоплене) звільнення колеса від води здійснюється впуском стисненого повітря в камеру турбіни. В обох випадках зрив вакууму під робочим колесом спостерігається по вакуумметру, а звільнення колеса від води - по зменшенню потужності, що споживається генератором від мережі.

Наведена методика дозволяє виявити причини вібрації шляхом виключення окремих збудюючих сил, що з'являються при певних режимах роботи агрегату.

Дана робота присвячується дослідним випробуванням, що проведені з метою оцінки вібраційного стану гідроагрегату № 9 Дніпровської ГЕС-1, та видачі рекомендацій, щодо подальшої експлуатації.

2 МЕТОДИКА ОЦІНКИ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ГІДРОАГРЕГАТУ

2.1 Опис та технічні характеристики гідроагрегату № 9 ДГЕС-1

У табл.2.1 представлені технічні характеристики гідроагрегату № 9:

Таблиця 2.1 - Технічні характеристики гідроагрегату № 9

Найменування показників	Г9
Тип робочого колеса	радіально-осьове ро-45-В-545
Напір, м	
- максимальний	38,4
- розрахунковий	33,5
- мінімальний	27,4
Витрати води через турбіну при розрахунковому напорі, м ³ /с	243,5
Частота обертання, об/хв (1/с)	83,3 (1,39)
Розгінна частота обертання, об/хв (1/с)	175 (2,92)
Потужність при розрахунковому напорі, МВт	73,6
Гарантований ККД при розрахунковому напорі, %	93,4
Кількість лопатей робочого колеса	13
Напрямний апарат	
- кількість лопаток	24
- кількість сервомоторів	2
максимальний хід штока сервомотора	650
Тиск в системі регулювання	20
Турбінний підшипник	3 масляним масти- лом під тиском
Кількість сегментів	12
Механічна частина гідрогенератора	
Номинальна потужність, кВА/кВт	90000/72000
Номинальна напруга на головних виводах, кВ	13,8
Струм статора, А	3765
Конструктивне виконання	підвісне
Підп'ятник	на жорсткій опорі
Кількість сегментів	10
Величина тангенціального ексцентриситету, %	5...7
Верхній генераторний підшипник	самозмашувальний
Кількість сегментів	6
Нижній генераторний підшипник	самозмашувальний
Система гальмування	пневматична
Кількість гальм	16

Опис будови гідротурбіни.

Турбіна складається з наступних вузлів і систем:

- закладні частини (спіральна камера, статор турбіни, фундаментальне кільце, конус відсмоктуючої труби);
- робоче колесо;

- напрямний апарат;
- кришка турбіни;
- вал турбіни ;
- проміжний вал;
- турбінний підшипник;
- ущільнення валу турбіни;
- допоміжне устаткування.

Робоче колесо турбіни: D макс-5980 мм, висота - 3379 мм, вага-65000 кг; кількість лопатей - 13.

Статор турбіни: сталева відливка з чотирьох частин, має 12 профільних колон для додання потоку води потрібного напрямку.

Кришка турбіни: сталева зварна конструкція з двох частин.

Вал турбіни: має турбінний і проміжні вали діаметром 1100 мм і довжиною по 4000 мм, що з'єднуються за допомогою 16 болтів M160x4.

В табл.2.2 наведені частоти основних збурюючих сил, що діють в гідроагрегаті Г9 при сталих режимах.

Таблиця 2.2 - Частоти основних збурюючих сил

Група сил	Сили і причини вібрації	Частоти	
		Формула	Значення, Гц
1	2	3	4
Механічні: невірноваженість обертових мас; пружність валу; сили тертя	Неперпендикулярність вісі валу і площинам фланців	$n/60$	$83,3/60=1,39$
	Неперпендикулярність ступиці п'яти і вісі	$n/60$	$83,3/60=1,39$
	Непаралельність площин кільцевої шпонки п'яти	$n/60$	$83,3/60=1,39$
	Неспіввісність валів генератору і турбіни. Відхилення лінії валопроводів агрегату від вертикальної вісі	$n/60$	$83,3/60=1,39$
	Неспіввісність валу і вкладишів напрямних підшипників	$n/60, 2n/60$	$83,3/60=1,39$ $83,3 \times 2/60=2,78$
	Нерівність поверхні диску п'яти. Еліпсність шийок валу	$kn/60$ $n/60; 2n/60$	$83,3 \times 10/60=13,88$ $83,3/60=1,39$ $83,3 \times 2/60=2,78$
	Сили тертя	Власні частоти даного вузла	Власні частоти даного вузла

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4
Гідравлічні: (вихроутворення і нерівномірності швидкостей вод)	У спіральній камері і лопатях робочого колеса	$nz/60$	$83,3 \times 13/60 = 18,05$
	У статорному кільці на направляючому апараті	$ns/60$	$83,3 \times 24/60 = 33,32$
Електричні	Періодична складова магнітного тяжіння	$2f$	100
	Нерівномірність повітряного зазору	$n/60; 2n/60$	$83,3/60 = 1,39$ $83,3 \times 2/60 = 2,78$
	Несиметричний режим генератора	$2f$	100 (200-300)
	Асинхронний режим без збудження	$2f_s$	90
	Асинхронний режим із збудженням	$f_s; 2f_s$	45; 90
	Усталене однофазне к.з.	$2f_c$	100

2.2 Мета випробування і об'єкт випробування

Метою випробування є оцінка вібраційного стану гідроагрегату Г9 Дніпровської ГЕС і видача рекомендацій щодо подальшої його експлуатації.

2.3 Технічне та програмне забезпечення

У процесі дослідження проводилися виміри Системою вібродіагностики серії 3300 фірми BENTLY NEVADA, яка призначена для вібраційного контролю під'ятника, верхнього та нижнього генераторних підшипників, турбінного підшипника, корпусу статора, спинки сердечника статора, верхньої і нижньої хрестовини, корпусу турбінного підшипника. Система вібродіагностики серії 3300 є стаціонарною системою вібродіагностики і складається з двох рівнів (рис. 2.1):

- Нижній рівень (агрегатний), що включає в себе датчики, встановлені в контрольованих точках гідроагрегатів Г1 ÷ Г9 в системі вібромоніторингу для кожного гідроагрегату, що виконує обробку та відображення сигналів від датчиків. Система вібромоніторингу включає набір моніторів. Система вібромоніторингу має можливість самотестування для визначення дефектів датчиків і вимірювальних трактів, що дозволяє реалізовувати захист від неточних вимірювань. Зібрана

інформація передається на верхній рівень по протоколу RS 485 і в агрегатний контролер за протоколом Modicon Modbus. Система вібромоніторингу знаходиться в шафі 3AR агрегатного контролеру;

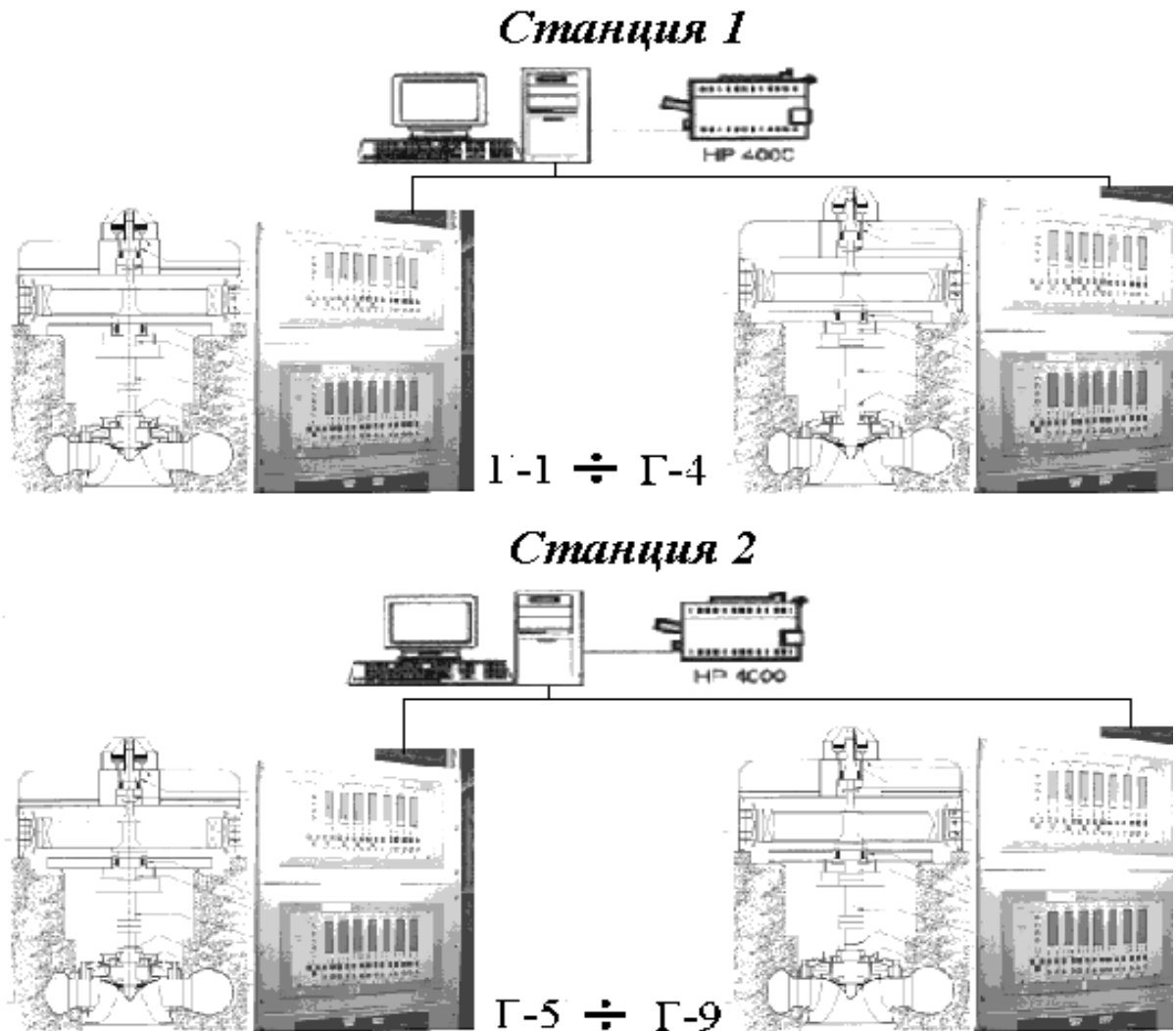


Рисунок 2.1 - Система вібродіагностики серії 3300

- верхній рівень включає в себе станцію № 1 з центральним комп'ютером для гідроагрегатів Г1 ÷ Г4, станцію № 2 з центральним комп'ютером для гідроагрегатів Г5 ÷ Г9 з програмами DATA MANAGER 2000. DATA MANAGER 2000 представляє собою пакет програм, призначених для збору, збереження, обробки і відображення даних. На центральних комп'ютерах встановлена операційна система Windows NT. Знаходиться верхній рівень на головному щиті управління.

У таблиці 2.3 представлена конфігурація системи моніторингу вібродіагностики гідроагрегату Г9.

Таблиця 2.3 - Конфігурація системи моніторингу вібродіагностики гідроагрегату Г9

	SLOT	Монітор	Позначення параметрів	Датчики	Параметр
RACK 1	1	3300/12	Блок живлення		
	2	3300/03	Системний монітор		
	3	3300/20	BDP1, BDP2	БДП ₁ , БДП ₂	Переміщення диску підп'ятника
	4	3300/16	BWP1, BWP2	БВП ₁ , БВП ₂	Переміщення валу біля верхнього підшипника
	5	3300/16	BNP1, BNP2	БНП ₁ , БНП ₂	Переміщення валу біля нижнього підшипника
	6	3300/16	BTP1, BTP2	БТП ₁ , БТП ₂	Переміщення валу біля турбінного підшипника
	7	3300/55	W2W1, W2W2	2В ₁ , 2В ₂	Вертикальна вібрація верхньої хрестовини
	8	3300/55	W4WS	4В	Вертикальна вібрація кришки турбіни
	9	3300/55	G2G1, G2G2	2Г ₁ , 2Г ₂	Горизонтальна вібрація верхньої хрестовини

Штатними приладами, що встановлені на ГЕС, вимірювалися наступні параметри:

- відмітки рівнів б'єфів, м;
- кут установки лопатей робочого колеса φ , °;
- хід сервомотору направляючого апарату S, мм;
- активна потужність гідрогенератора P_a , МВт;
- номінальна частота обертання n , хв⁻¹;

2.4 Оцінка рівня вібрації опорних конструкцій і биття вала агрегату

2.4.1 Причини підвищеної вібрації

Сили, що викликають вібрацію опорних конструкцій і биття вала агрегату, мають механічне, гідравлічне та електромагнітне походження. Як правило, вони впливають на вузли агрегату одночасно, але різною мірою.

Характерною ознакою наявності механічних збурюючих сил є наявність вібрації при роботі агрегату після відключення з режиму синхронного компенсатора або після закриття направляючого апарату при зупинці агрегату.

Характерною ознакою наявності гідравлічних збурюючих сил є зникнення або значне зниження вібрації при переводі гідроагрегату в режимі синхронного компенсатора зі звільненням від води камери робочого колеса.

Характерною ознакою наявності електромагнітних збурюючих сил є збільшення вібрації при подачі збудження на холостому ходу агрегату.

Вимірювання вібрації і биття валу при різних режимах, зазначених у п.2.3.2.2, дозволяє оцінити рівень вібрації і встановити, які збурюючі сили - механічні, гідравлічні або електричні - викликають підвищену вібрацію.

2.4.2 Визначення місць установки датчиків переміщення і вібрації та режими випробувань гідроагрегату ДГЕС-1

Визначення місць монтажу датчиків виконано виходячи з наступних умов (рис.2.2):

- контролювати переміщення валів гідроагрегатів на всіх трьох підшипниках;

- так як переміщення вала не є односпрямованим, то контролювати переміщення валу необхідно двома струмовихровими датчиками відносного переміщення (Proximity Transducer System) в одній площині під кутом 90° . Таке розташування датчиків дозволяє діагностичному обладнанню визначати, як переміщення валу (змінна складова) так і усереднене положення вісі валу (постійна складова сигналу датчика, відповідає усередненим значенням зазору) в зазорі підшипника. Положення вісі валу - важливий показник стану підшипника і характеру діючої на нього сили;

- використовувати для опорного сигналу датчик Keuphaser, який представляє собою датчик переміщення (Proximity Transducer System), що генерує імпульс напруги при кожному оберті валу за рахунок зробленої на валу виточки.

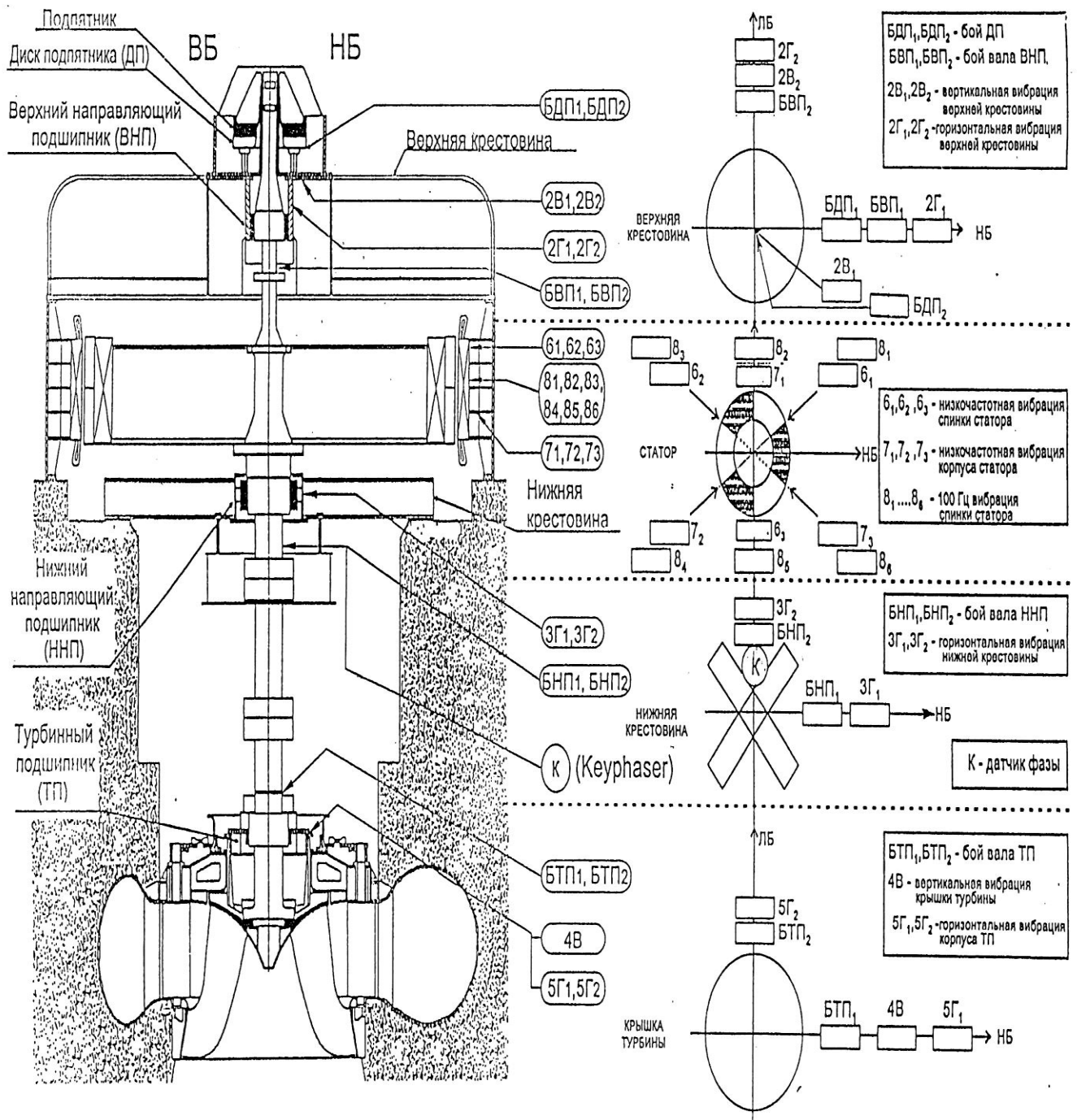


Рисунок 2.2 Схема розташування датчиків системи вібродіагностики гідроагрегату

Цей імпульс використовується для вимірювання швидкості обертання, зсуву фаз. Інформація про кут зсуву фаз необхідна для визначення (і усунення) дисбалансу ротору, неспіввісності, нестабільності в підшипнику, тріщин валу, дисбала-

нсових резонансів та інших поширених дефектів. Сигнал з цього датчика необхідний для повноцінної роботи програми DATA MANAGER 2000;

- контроль переміщення диску під'ятника проводиться двома датчиками переміщення (Proximity Transducer System), які розташовані під кутом 90° один до одного;

- контроль вібрації (віброшвидкості) проводиться датчиками Velociti CT на верхній хрестовині, нижній хрестовині, кришці турбіни та корпусі турбінного підшипника;

- датчики переміщення та вібрації встановлювати у напрямках нижній б'єф і лівий берег.

Вимірювання вібрації і биття валу виконувалося при наступних режимах роботи гідроагрегату згідно [9]:

- холостий хід без збудження при номінальній частоті обертання;
- холостий хід з номінальним збудженням і при номінальній частоті обертання;
- паралельна робота з мережею при навантаженнях від нуля до номінального, ступенями по 20% номінального навантаження;
- режим синхронного компенсатора з камерою робочого колеса, звільненою від води;

3 РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ ТА АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОАГРЕГАТА Г9 ДГЕС-1

3.1 Результати випробування рівня биття вала гідроагрегата Г9 ДГЕС-1

Результати дослідження рівня биття вала гідроагрегата представлені

в табл. 3.1

Таблиця 3.1 - Результати дослідження биття вала гідроагрегата

№ з/п	Режим			Биття, мкм						
	P, МВт	Q, МВАр	S _{на} , %	БДП	ВГП	ВГП	НГП	НГП	ТП	ТП
				1	1	2	1	2	1	2
				BDP1	BWP1	BWP2	BNP1	BNP2	BTP1	BTP2
1	XX без збудж.		16	422	418	392	347	363	45	29
2	XX із збудж		18	314	151	196	194	220	24	25
3	-1,5	29,3	0	298	137	175	173	202	12	24
4	-1,7	39	0	314	139	167	176	198	10	22
5	20,7	29,5	39	306	165	220	278	278	39	37
6	40,7	29,6	56	329	176	204	198	241	51	51
7	46,5	29,6	59	314	176	200	204	245	53	52
8	50,8	26,1	62	345	176	206	204	237	53	59
9	55,7	32,6	65	330	171	202	184	220	31	35
10	60,7	29,2	68	330	173	196	186	214	27	39
11	70,0	31,0	73	840	280	277	307	306	22	49

Відповідно до рекомендацій [10] п.3.3.5 оцінка рівня биття вала гідроагрегата зроблена порівнянням із граничними значеннями, що наведені в інструкціях для експлуатації гідроагрегатів ДГЕС-1. Граничні значення биття вала гідроагрегатів ДГЕС-1 представлені в табл.3.2.

Таблиця 3.2 - Гранично припустимі значення биття вала гідроагрегатів.

	Г1 - Г3, мкм	Г4 - Г9, мкм
ВНП	580-740	0,62-0,68
ННП	580-740	0,62-0,68
ТП	50	50
БДП	120	120

Результати оцінки биття вала (табл.3.1) показують, що спостерігається підвищене биття диска підп'ятника при навантаженні 70 Мвт. Биття диска підп'ятника становить 840 мкм, у той час, як гранично припустима величина для биття диска підп'ятника становить 120 мкм.

За допомогою системи вібродіагностування серії 3300 фірми BENTLY NEVADA записані амплітуди вібропереміщень у режимі P=70 МВт диску підп'ятника (рис.Б.1), вала біля верхнього (рис.Б.2) і нижнього підшипників (рис.Б.3) і вала біля турбінного підшипнику (рис.Б.4). Крім того, на рис.Б.1-Б.4 представлені траєкторії, що описуються центром вала, біля верхнього, нижнього й турбінного підшипників. На рис. Б.5-Б.8 представлені спектри вібропереміщень диска підп'ятника, вала біля верхнього, нижнього и турбінного підшипників.

Найбільш імовірною причиною биття диска підп'ятника є механічна сила, що збурює, а саме, сила пружності, що виникає при не перпендикулярності площини п'яти до осі вала гідроагрегата.

3.2 Розрахунок гранично припустимих величин вібрації опорних конструкцій гідроагрегатів ДГЕС-1 по віброшвидкості

Розрахунок гранично припустимих величин віброшвидкості виконується для усталених експлуатаційних режимів роботи гідроагрегатів в діапазоні навантаження 43 - 65 МВт (Г1-Г3) і 43 - 72 МВт (Г4-Г9). Приймається, що субсінхронні частоти коливань відсутні.

3.2.1 Визначення характерних частот вібрації гідроагрегатів ДГЕС-1.

Горизонтальна вібрація: мінімальна частота відповідає зворотному частоті гідроагрегату

$$f_i = n / 60 = 83,3 / 60 = 1,39 \text{ Гц} \quad (3.1)$$

де n - швидкість обертання гідроагрегату, 83,3 об / хв.

Відповідно до [12] приймаємо діапазон частот вібрації 1,39 ... 30 Гц.

У цьому діапазоні визначаємо непарні гармонійні складові за формулою:

$$f_i = N f_i, \quad (3.2)$$

де N - номер гармоніки i.

Таблиця 3.3 - Горизонтальна вібрація - непарні гармонійні складові

№ гармоніки i	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21
f, Гц	1,39	4,17	6,95	9,73	12,51	15,29	18,07	20,85	23,63	26,41	29,19

Визначаємо парні гармонійні складові:

Таблиця 3.4 - Горизонтальна вібрація - парні гармонійні складові

№ гармоніки i	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22
f, Гц	2,78	5,56	8,34	11,12	13,9	16,68	19,46	22,24	25,02	27,8	30,58

Вертикальна вібрація: оскільки джерелом збурюючої сили, що викликає вертикальну складову вібрації, є геометричне недосконалість вузла підп'ятника (неперпендикулярність), приймаємо, з урахуванням реального спектру, як характерні частоти величини гармонійних складових оборотної частоти, помножені на кількість сегментів підп'ятника - 10:

Таблиця 3.5 - Вертикальна вібрація

№ гармоніки i	1	2	3	4	5
f, Гц	13,9	27,8	41,7	55,6	69,5

Відповідно до [12] для характерних гармонійних складових частот по малюнку Додатка А визначаємо максимально припустимі подвійні амплітуди вібропереміщення $2A_{pp}$:

Для горизонтальної складової вібрації:

Таблиця 3.6 - Максимально припустимі подвійні амплітуди вібропереміщення $2A_{pp}$ - для горизонтальної складової вібрації

f, Гц	1,39	4,17	6,95	9,73	12,51	15,29	18,07	20,85	23,63	26,41	29,19
$2A_{pp}$, мм	0,175	0,138	0,11	0,085	0,07	0,06	0,055	0,049	0,045	0,04	0,038
f, Гц	2,78	5,56	8,34	11,12	13,9	16,68	19,46	22,24	25,02	27,8	30,58
$2A_{pp}$, мм	0,16	0,125	0,09	0,075	0,062	0,055	0,05	0,045	0,042	0,039	0,037

Таблиця 3.7 - Максимально припустимі подвійні амплітуди вібропереміщення $2A_{pp}$ - для вертикальної складової вібрації:

f, Гц	13,9	27,8	41,7	55,6	69,5
$2A_{pp}$, мм	0,062	0,04	0,04	0,04	0,04

Розраховуємо для кожному гармонічної складової гранично допустиму віброшвидкості V_i за формулою:

$$2A_{pp_i} = \sqrt{2}V_i / \omega_i = \sqrt{2}V_i / 2\pi f_i, \quad (3.3)$$

де ω_i -кутова частота; V_i - віброшвидкість, мм / с

Звідки
$$V_i = 2\pi 2A_{pp_i} f_i / \sqrt{2} \quad (3.4)$$

Таблиця 3.8 - Горизонтальна складова вібрації:

№ гарм.	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21
f, Гц	1,39	4,17	6,95	9,73	12,51	15,29	18,07	20,85	23,63	26,41	29,19
$2A_{pp}$, мм	0,175	0,138	0,11	0,085	0,07	0,06	0,055	0,049	0,045	0,04	0,038
V_i , мм/с	0,54	1,28	1,70	1,84	1,95	2,04	2,21	2,27	2,36	2,35	2,47
№ гарм.	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22
f, Гц	2,78	5,56	8,34	11,12	13,9	16,68	19,46	22,24	25,02	27,8	30,58
$2A_{pp}$, мм	0,16	0,125	0,09	0,075	0,062	0,055	0,05	0,045	0,042	0,039	0,037
V_i , мм/с	0,99	1,54	1,67	1,85	1,92	2,04	2,16	2,22	2,34	2,41	2,51

Таблиця 3.9 - Вертикальна складова вібрації:

№ гарм.	1	2	3	4	5
f, Гц	13,9	27,8	41,7	55,6	69,5
2Аpp, мм	0,062	0,04	0,04	0,04	0,04
Vi, мм/с	1,92	2,47	3,71	4,94	6,18

Розраховуємо максимально припустиму віброшвидкості для широкого діапазону частот, величина якої виводиться на монітори системи Bently Nevada.

Для горизонтальної складової вібрації:

$$V \max = \sqrt{5(V_1^2 + V_2^2 + \dots + V_{22}^2)} = 6,63 \text{ мм/с} \quad (3.5)$$

Для вертикальної складової вібрації:

$$V \max = \sqrt{5(V_1^2 + V_2^2 + \dots + V_5^2)} = 6,56 \text{ мм/с} \quad (3.6)$$

3.3 Оцінка рівня вібрації опорних конструкцій гідроагрегата Г9 ДГЕС-1

Результати дослідження вібрації опорних конструкцій гідроагрегата № 9 ДГЕС представлені в табл.3.10

Таблиця 3.10 - Результати дослідження вібрації опорних конструкцій гідроагрегата № 9

№ з/п	Режим			Рівень вібрації, мм/с								
	P, МВт	Q, МВАр	Sна, %	ВКГ	ВКГ	ВКв	ВКв	НКГ	НКГ	ТПГ	ТПГ	ТПв
				1	2	1	2	1	2	1	2	1
				G2G1	G2G2	W2W1	W2W2	G3G1	G3G2	G5G1	G5G2	W4WS
1	XX без збудження		16	0,6	1,4	1,2	1,4	0,2	0	0,6	0,6	1,2
2	XX із збудж.		18	1,0	1,6	1,6	1,8	0,4	0,2	1,0	0,6	1,2
3	-1,5	29,3	0	1,0	1,6	0,6	1,0	0,8	0,6	1,6	1,0	1,0
4	-1,7	39	0	1,0	1,6	0,6	0,8	1,4	0,6	0,8	0,2	1,0
5	20,7	29,5	39	1,2	2,0	2,2	2,4	0,8	0,6	1,0	1,0	2,4
6	40,7	29,6	56	1,2	2,0	3,7	3,7	2,0	0,8	2,5	2,9	1,2
7	46,5	29,6	59	1,4	2,0	3,7	4,3	1,4	1,0	2,5	2,9	2,0
8	50,8	26,1	62	1,2	2,2	4,5	4,3	2,2	1,0	2,5	2,9	2,0
9	55,7	32,6	65	1,0	1,8	2,0	2,4	2,0	1,0	2,0	2,0	2,0
10	60,7	29,2	68	1,2	2,0	1,6	1,8	3,1	1,2	1,8	1,8	1,2
11	70,0	31,0	73	1,4	2,2	2,2	1,1	1,3	2,0	2,2	1,0	2,1

На підставі розрахунку, наведеного в п.3.2, а також на підставі [13] для ДГЕС-1 встановлена гранично припустима величина вібрації опорних конструкцій по віброшвидкості, що становить 6,6 мм/с.

Аналізуючи дані, які наведені в табл.3.10, можна зробити висновок, що вібрація опорних конструкцій гідроагрегата Г9 по віброшвидкості набагато нижче гранично припустимого значення при всіх режимах роботи й у всіх контрольованих точках. Для того, щоб підтвердити цей висновок зробили оцінку вібраційного стану вузлів гідроагрегату Г9 при паралельній роботі з мережею при навантаженні $P = 70$ МВт, використовуючи методику, наведену в [10].

Для цього за допомогою системи вібродіагностування серії 3300 фірми BENTLY NEVADA, записали спектри віброшвидкостей вузлів гідроагрегату:

- верхня хрестовина - вертикальна складова (рис.Б.9);
- нижня хрестовина - горизонтальна складова (рис.Б.10);
- кришка турбіни - вертикальна складова (рис.Б.11);
- корпус турбінного підшипника - горизонтальна складова (рис.Б.12).

Розшифровка спектрів по частотах для пікових значень віброшвидкостей у діапазоні від 0-50 Гц, а також переведені величини віброшвидкостей у вібропереміщення, представлені в табл. 3.11. Переведення величин віброшвидкостей у вібропереміщення виконувалася по формулі:

$$App = 0.45Vi / Fi, \quad (3.7)$$

де V_i – миттєве значення віброшвидкості на даній частоті F_i , мм/с;

App – подвійна амплітуда (пік-пік) вібропереміщення на частоті F_i , мм;

F_i – частота, для якої розраховується віброшвидкість, Гц.

Середньоквадратичну віброшвидкість для зазначених частот розраховували по формулі:

$$V_{rms} = \sqrt{0.5 \sum Vi^2}, \quad (3.8)$$

де V_i – миттєве значення віброшвидкості на даній частоті F_i , мм/с;

V_{rms} – середньоквадратична віброшвидкість, мм/с

Таблиця 3.11 - Оцінка рівня вібрації опорних конструкцій гідроагрегата Г 9 при P=70 МВт

Найменування опорних вузлів	Найменування показників	Позначення	Результати розшифровки спектрів по частотах для пікових значень							
			1,25	5,0	8,1	13,75	27,5	36,88	50	100
Вертикальна вібрація верхньої хрестовини	Частота, Гц	f_i	1,25	5,0	8,1	13,75	27,5	36,88	50	100
	Миттєве значення віброшвидкості, мм/сек	V_i	0,181	0,01	0,343	0,124	0,038	0,229	0,038	0,095
	Подвійна амплітуда вібропереміщення, мкм	A_{pp}	65,16	0,90	19,06	4,06	0,62	2,79	0,34	0,43
	Середньоквадратична віброшвидкість, мм/сек	V_{rms}	0,339							
	ОЦІНКА		добре	відмінно	добре	відмінно	добре			
Вертикальна вібрація кришки турбіни	Частота, Гц	f_i	1,25	8,13	20,63	23,75	26,88	36,20	81,25	96,88
	Миттєве значення, мм/сек	V_i	0,01	0,067	0,038	0,01	0,01	0,200	0,048	0,029
	Подвійна амплітуда вібропереміщення, мкм	A_{pp}	3,60	3,708	0,829	0,189	0,167	2,49	0,266	0,135
	Середньоквадратична віброшвидкість, мм/сек	V_{rms}	0,157							
	ОЦІНКА		відмінно	відмінно	відмінно	відмінно	відмінно			
Горизонтальна вібрація нижньої хрестовини	Частота, Гц	f_i	1,2	2,5	5	40	50			
	Миттєве значення віброшвидкості, мм/сек	V_i	0,268	0,068	0,025	0,14	0,34			
	Подвійна амплітуда вібропереміщення, мкм	A_{pp}	100,5	12,24	2,25	1,58	3,06			
	Середньоквадратична віброшвидкість, мм/сек	V_{rms}	0,326							
	ОЦІНКА		задовільно	відмінно	відмінно					
Горизонтальна вібрація корпусу турбінного підшипника	Частота, Гц	f_i	1,2	20	40	105	130			
	Миттєве значення віброшвидкості, мм/сек	V_i	0,075	0,048	0,115	0,06	0,162			
	Подвійна амплітуда вібропереміщення, мкм	A_{pp}	28,125	1,080	1,294	0,257	0,561			
	Середньоквадратична віброшвидкість, мм/сек	V_{rms}	0,160							
	ОЦІНКА		Відмінно	Відмінно						

Середньоквадратичне значення, розраховані і представлені в табл.3.11 є найважливішим показником, тому що в ньому враховується тимчасове розвиток досліджуваних коливань, і воно безпосередньо відображає значення, пов'язане з енергією і, отже, руйнує здатністю цих коливань. Аналіз середньоквадратичних значень коливань, отриманих при дослідженні вібрації опорних конструкцій гідроагрегату, показує, що вони значно нижчі розрахованого в п.3.2 гранично допустимого значення 6,6 мм / с, Найбільший розмах вібропереміщення $A_{pp}=100,5$ мкм на оборотній частоті 1,2 Гц отримано для горизонтальної складової вібрації нижньої хрестовини при максимально припустимому значенні 160 мкм згідно [11]. Найбільший розмах вібропереміщення $A_{pp}=100,5$ мкм зрівняли із критеріями, що наведені на рисунку Додатку А, згідно [10], він відповідає оцінці «задовільно». Вібрація на інших частотах і на інших вузлах гідроагрегату Г9 оцінюється «добре» і «відмінно», що підтверджує зроблений вивід про те, що вібрація опорних конструкцій гідроагрегату Г9 перебуває в межах припустимих значень.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Заходи безпеки

4.1.1 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори

На людину в процесі її трудової діяльності можуть впливати небезпечні та шкідливі виробничі фактори, а саме фактори які викликають травми і захворювання.

Шкідливий виробничий фактор – фактор, який впливає на працівника, у певних умовах та призводить до захворювання або зниження працездатності. Шкідливий виробничий фактор, залежно від інтенсивності та тривалості впливу, може стати небезпечним.

Небезпечний виробничий фактор – фактор, вплив якого на працюючого, у певних умовах, призводить до травми або іншого раптового погіршення здоров'я.

Відповідно до вимог СНиП 12-03-2001 перед початком робіт в умовах виробничого ризику необхідно виділити небезпечні для людей зони, в яких діють небезпечні виробничі фактори та передбачити застосування необхідних засобів захисту, а також особливого порядку допуску працівників до робіт в умовах дії небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Оцінка, регулювання та контроль професійного ризику здійснюються шляхом перевірки відповідності застосовуваних заходів охорони праці нормативним вимогам, порушення яких призводить до виникнення небезпечних інцидентів, коли створюється реальна загроза життю і здоров'ю працівників. Однією з таких зон є зона оточення генератора агрегату.

До небезпечних та шкідливих факторів для ліній напругою 330 кВ відносять:

- 1) ураження електричним струмом;
- 2) падіння з висоти.

Найбільш часто має місце така причина електричного ураження на виробництві, як дотик працівників до корпусів електроустановок які обслуговується ними та які знаходяться під напругою.

Ураження людини електрострумом або електричною дугою може відбутися в наступних випадках:

- а) при двофазному дотику, тобто одночасному дотику до двох фаз електроустановки, що під напругою;
- б) при однофазному дотику, тобто дотику людини, що має гальванічний зв'язок із землею, до однієї фази електроустановки, що під напругою;
- в) при дотику до неструмоведучих частин електроустановок, що знаходяться під напругою, в результаті пошкодження ізоляції, наприклад, до аварійного корпусу;
- г) включення під напругу кроку, тобто між двома точками ланцюга струму, що знаходяться один від одного на відстані кроку, на яких одночасно стоїть людина;
- д) при дії атмосферної електрики під час розряду блискавки;
- е) в результаті дії електричної дуги;
- ж) при звільненні іншої людини, що знаходиться під напругою.

Примітка. I_n (I_n) - струм, що проходить через тіло людини; R_n (R_n) - опір тіла людини; U_ϕ , U_λ - фазне і лінійне напруги мережі; R - опір проводів мережі відносно землі; U_{np} , $U_{ш}$ - напруги дотику кроки.

4.1.2 Правила безпечної експлуатації електроустановок

Правила безпечної експлуатації електроустановок (далі Правила) поширюються на працівників, які виконують роботи в електроустановках Міністерства енергетики України (далі – Міненерго України).

Дотримання вимог цих Правил є обов'язковим при виконанні робіт з монтажу, налагодження, ремонту, реконструкції та експлуатації електроустановок електричних станцій, електричних і теплових мереж, районних котелень, енергоремонтних та інших підприємств.

Вимоги цих Правил повинні враховуватися при проектуванні та обслуговуванні електроустановок.

При виконанні робіт в електроустановках поряд з цими Правилами слід керуватись також державними галузевими нормативними актами з охорони праці, стандартами безпеки праці, нормами та інструкціями заводів-виготовлювачів обладнання.

Засоби захисту повинні відповідати вимогам державних стандартів, а також НАОП 1.1.10-1.07-82 "Правила застосування та випробування засобів захисту, які використовуються в електроустановках".

Ці Правила можуть бути змінені і доповнені тільки органом, їх узаконював. Керівництво підприємства, залежно від місцевих умов, може передбачати додаткові заходи, що підвищують безпеку робіт. Ці заходи не повинні суперечити цим Правилам.

Роботи в діючих електроустановках слід проводити по наряді, розпорядженню або в порядку поточної експлуатації.

Забороняється в електроустановках наближення людей, механізмів і вантажопідіймальних машин до що під напругою негороджених струмоведучих частин на відстань, менше 2.5 м від людини в будь-якому можливому його положенні і застосовуваних їм інструментів і пристосувань, а також 3,5 м від механізмів і вантажопідіймальних машин у робочому та транспортному положеннях, від стропів, вантажозахватних пристосувань і вантажів.

Відключати і включати роз'єднувачі, відделителі і вимикачі вище 1000 В з ручним приводом необхідно в діелектричних рукавичках.

Знімати і встановлювати запобіжники необхідно при знятій напрузі.

Під напругою, але без навантаження, допускається знімати і встановлювати запобіжники на приєднаннях, в схемі яких відсутні комутаційні апарати, що дозволяють зняти напругу.

Під напругою і під навантаженням допускається замінювати запобіжники у вторинних колах, мережах освітлення та запобіжники трансформаторів напруги.

При знятті і встановленні запобіжників під напругою понад 1000 В необхідно користуватися ізолювальними кліщами (штангою) із застосуванням діелектричних рукавичок і захисних окулярів (масок).

При нещасних випадках для звільнення постраждалого від дії електричного струму необхідно негайно зняти напругу без попереднього дозволу.

Для захисту персоналу, що обслуговує електроустановку, від ураження електричним струмом служать ізолюючі захисні засоби: при напрузі вище 1000 В - ізолюючі та вимірювальні штанги, ізолюючі сходи та інші пристрої і пристосування. До додаткових ізолюючих засобів при напрузі вище 1000В - діелектричні рукавички, боти, килимки, а також ізолюючі підставки.

В електроустановках понад 1000 В при проведенні робіт на струмоведучих частинах, що знаходяться під напругою, за допомогою захисних ізолюючих засобів необхідно:

- а) користуватися тільки випробуваними сухими та чистими ізолюючими засобами з непошкодженим лаковим покриттям;
- б) тримати ізолюючі засоби за ручки-захвати не далі обмежувального кільця;
- в) розташовувати ізолюючі засоби так, щоб не виникала небезпека перекриття між фазами або фази на землю.

У темний час доби ділянки робіт, робочі місця, проїзди і проходи до них слід освітлювати. Забороняється працювати в неосвітлених місцях.

При наближенні грози повинні бути припинені всі роботи на лініях.

Всі працівники, які перебувають в діючих електрообладнаннях (за винятком щитів керування, приміщень з релейними панелями і їм подібних), в колодязях, тунелях, траншеях, повинні користуватися захисними касками.

Для безпечного проведення робіт необхідно виконувати такі організаційні заходи:

- призначення працівників, відповідальних за безпечне ведення робіт;
- видача наряду або розпорядження;
- видача дозволу на підготовку робочих місць і на допуск;
- підготовка робочого місця і допуск до роботи;
- нагляд під час виконання роботи;
- переклад на інше робоче місце;

- оформлення перерв у роботі та її закінчення.

При підготовці робочого місця для роботи, що вимагає зняття напруги, необхідно виконати в зазначеному порядку наступні технічні заходи:

1) провести необхідні відключення і вжити заходів, які перешкоджають помилковому або самочинному вмиканню комутаційної апаратури;

2) вивісити заборонні плакати на приводах ручного і на ключах дистанційного керування комутаційної апаратури. У разі необхідності струмопровідні частини слід відгородити;

3) приєднати до "землі" переносні заземлення;

4) перевірити відсутність напруги на струмопровідних частинах, на які слід накласти заземлення. Якщо переносні заземлення планується ставити поблизу струмоведучих частин, що не входять в зону робочого місця, то їх огороження слід встановити до перевірки відсутності напруги та заземлення;

5) встановити заземлення (увімкнути заземлювальні ножі, приєднати до відключених струмоведучих частин переносні заземлення) безпосередньо після перевірки відсутності напруги та вивісити плакати "Заземлено" на приводах комутаційних апаратів, що вимикають;

б) захистити, при необхідності, робочі місця або струмоведучі частини, що залишилися під напругою, і вивісити на огороженнях плакати безпеки. Залежно від місцевих умов струмоведучі частини огорожують до або після їх заземлення.

У ВРУ 110 кВ і вище та на ПЛІ 330 кВ і вище при виконанні робіт у зоні впливу електричного поля з напруженістю вище 5 кВ/м необхідно обмежувати час перебування людей згідно з вимогами ГОСТ 12.1.002 або приймати заходи захисту від впливу електричного поля.

При напруженості електричного поля до 5 кВ/м час перебування в ньому не обмежується. Тривалість роботи в електричному полі з напруженістю від 20 до 25 кВ/м не повинна перевищувати 10 хв. При напруженості вище 25 кВ/м необхідно застосовувати засоби захисту, які дозволяють працювати повністю робочий день.

Допустима тривалість перебування в електричному полі T , години, напруженістю в інтервалі вище 5 до 20 кВ/м включно обчислюється за формулою (4.1):

$$T = 50/E - 2, \quad (4.1)$$

де E - напруженість діючого електричного поля в контрольованій зоні, кВ/м.

Вимоги цього пункту дійсні за умови виключення можливості впливу на працівників електричних розрядів.

Основними засобами колективного захисту від впливу електричного поля промислової частоти є стаціонарні та переносні різновиди екрануючих пристроїв.

Переносні і пересувні екрануючі пристрої слід заземлювати на місці їхньої установки за допомогою приєднання до заземлювального пристрою або металевим конструкціям, з'єднаним із заземлювальним пристроєм, гнучким мідним провідником перерізом не менше 4 кв. мм. Знімні екрануючі пристрої повинні мати гальванічне з'єднання з машинами і механізмами, на яких вони встановлені.

Для заземлення машин і механізмів додаткового заземлення знімних екрануючих пристроїв не потрібно. Заземлення індивідуальних екрануючих комплектів здійснюється за допомогою спеціального взуття з струмопровідної підошвою.

При виконанні робіт в положенні стоячи на ізолювальній основі (дерев'яний настил, ізолятор, пофарбований метал) або робіт, зв'язаних з дотиком до заземлених конструкцій незахищеною рукою (при знятих рукавичках або рукавицях), екрануючий одяг слід додатково заземлити приєднанням її спеціальним гнучким провідником перерізом 4 кв. мм до заземленої конструкції або заземлювального пристрою.

Перед допуском працівників до роботи на комутаційних апаратах з дистанційним керуванням слід виконати такі технічні заходи:

а) відключити допоміжні ланцюга (управління, сигналізації, підігріву та ін.) і силові кола приводу;

б) закрити засувки на трубопроводі подачі повітря в баки вимикачів або на пневматичні приводи і випустити в атмосферу наявний в них повітря, при цьому спускні пробки (клапани) залишаються у відкритому положенні;

в) привести в неробочий стан вантаж або пружини, які вмикають;

г) вивісити плакати "Не вмикати. Працюють люди!" (Не включають! Работують люди!) - на ключах дистанційного керування і "Не відкривати! Працюють люди!" (Не открывать! Работают люди!) на закритих засувках.

Роботи на ПЛ і в РУ, що перебувають під робочою напругою, слід проводити за трьома схемами:

1) "провід - людина - ізоляція - земля", коли виконує роботу працівник перебуває під потенціалом струмопровідних частин і ізольований від землі;

2) "провід - ізоляція - людина - земля", коли виконує роботу працівник ізольований від струмоведучих частин;

3) "провід - ізоляція - людина - ізоляція - земля", коли виконує роботу працівник ізольований від проводу і від землі.

Для усунення можливих причин ураження струмом працівників, які виконують роботу під потенціалом проводу, необхідно дотримання наступних трьох умов:

- а) надійне ізолювання працівника від землі;
- б) застосування екрануючого комплекту одягу;
- в) вирівнювання потенціалів екрануючого комплекту одягу, робочої площадки і проводу.

4.1.3 Вимоги пожежної безпеки до електроустановок

Пожежо - і вибухобезпечність електроустановок регламентується низкою норм і правил, ГОСТів і вказівок. Ці нормативні положення враховуються при влаштуванні, проектуванні та експлуатації електроустановок.

Основним документом, що регламентує пожежну безпеку, є ГОСТ 12.1.004-91 "Пожежна безпека. Загальні вимоги". Він встановлює загальні вимоги до систем забезпечення пожежної безпеки об'єктів різного призначення при розробці нормативних документів, проектуванні, реалізації проектів та експлуатації об'єктів, а також при розробці проектів компенсуючих засобів і систем забезпечення

пожежної безпеки для що не відповідають вимогам діючих норм експлуатованих об'єктів.

Пожежна безпека об'єкта повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі і системою протипожежного захисту, у тому числі організаційно-технічними заходами.

Система пожежної безпеки повинна виключати виникнення пожежі та забезпечувати пожежну безпеку людей і матеріальних цінностей. Допустимий рівень пожежної небезпеки повинен бути не більше 10^{-6} в розрахунку на кожну людину.

Імовірність виникнення пожежі від електротехнічного або іншого виробу або обладнання не повинна перевищувати значення 10^{-6} на рік (п.1.4 ГОСТ 12.1.004-91).

Комплектуючі елементи та конструкційні матеріали повинні бути такими, щоб їх максимальна робоча температура в умовах нормального та аварійного режиму була менше, ніж температура самозаймання .

У блоках і вузлах електроустановок, призначених для постійної роботи під напругою і без нагляду (електронний дзвінок, прилади сигналізації і т. п.). Деталі, що утримують електричні з'єднання, повинні мати стійкість до впливу розжареними елементами, що мають температуру 850°C .

Ізоляційні матеріали, які утримують в певному положенні з'єднання, по яких проходить струм більше $0,5\text{ A}$, повинні мати стійкість до впливу розжареними елементами, що мають температуру 750°C . Вони повинні бути стійкими до можливих дефектним з'єднанням.

Електронні вузли і блоки повинні бути сконструйовані і виготовлені таким чином, щоб їх частини з неметалічних матеріалів володіли стійкістю до дії розжареними елементами, що мають температуру 550°C .

Електронні блоки та вузли з неметалічних матеріалів повинні мати стійкість до займання при дії полум'я і розповсюдження горіння. Деталі конструкції, виконані зі сталі, повинні бути захищені від корозії.

Для вузлів і блоків, в яких містяться елементи електричного захисту, повинні бути зазначені дані по ймовірності її відмови при виконанні захисних функцій. Чисельні значення ймовірності відмови захисту повинні бути приведені в технічних умовах на електроустановку (блок або вузол) або апарат захисту.

4.1.4 Виробнича санітарія

Виробнича санітарія - це система санітарно-технічних гігієнічних і організаційних заходів, що перешкоджають впливу на працюючих шкідливих виробничих факторів.

Виробнича санітарія включає оздоровлення повітряного середовища і нормалізація параметрів мікроклімату в робочій зоні, захист робітників від шуму, вібрації, і забезпечення нормативів освітлення, а також підтримка відповідно до санітарних вимог території підприємства, основних і допоміжних приміщень.

Відповідно до вимог ГОСТ12.1.005-88 «Стандарти системи безпеки праці» нормується оптимальні і допустимі умови мікроклімату (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 Допустимі та оптимальні параметри мікроклімату

Період года	Теплий	Холодний
Температура t,С		
допустима	17-23	28
оптимальна	18-20	20-22
Швидкість повітря w,м/с		
допустима	0.3	0,4
оптимальна	0.2	0.3
Вологість повітря %		
допустима	75	75
оптимальна	40-60	40-60

4.1.5 План локалізації та ліквідації аварійних ситуацій і аварій «ПЛАС».

Мета ПЛАС – планування взаємодії персоналу підприємства, спецпідрозділів, населення, центральних і місцевих органів виконавчої влади з локалізації чи ліквідації аварійних ситуацій, аварій та зменшення їх наслідків.

ПЛАС складається:

1) Аналітичної частини, в якій наводиться аналіз небезпеки розглянутого об'єкта. При проведенні аналізу небезпеки об'єкту визначаються величини надлишкового тиску при вибуху газопароповітряних сумішей у приміщенні, на відкритому майданчику і в обладнанні, а також межі зон дії вражаючих чинників при факельному горінні газу, пожежі проток ЛЗР / ГР та ін.

2) Оперативної частини, в якій описуються дії персоналу, посадових осіб підприємства, спецпідрозділів, спрямовані на локалізацію та ліквідацію можливої аварійної ситуації / аварії. Метою описаних дій є:

- попередження виникнення аварійних ситуацій;
- попередження переходу аварійних ситуацій в аварію;
- локалізація і ліквідація аварій на відповідних стадіях їх розвитку з метою зведення до мінімуму наслідки аварій для людей матеріальних цінностей та довкілля, запобігання її поширенню на інші виробництва і виведення людей з цих зон з урахуванням потенційно безпечних зон.

ПЛАС необхідно узгодити з територіальними органами Держгірпромнагляду, СЕС, ДСНС і при необхідності з органами місцевого самоврядування.

4.2 Розрахунок захисного заземлення тиристорно-керованого реактора

Захисне заземлення – навмисне електричне з'єднання з землею або заземлювачем його металевих не струмопровідних частин, що можуть виявитися під напругою внаслідок замикання на корпус за будь яких причин.

Розрахунок заземлюючих пристроїв зводиться головним чином до розрахунку заземлювача, так як заземлюючі провідники в більшості випадків приймаються за умовами механічної міцності та стійкості до корозії по ПТЕ і ПУЕ. Виняток становлять лише установки з виносним заземлюючим пристроєм. У цих випадках розраховуються послідовно включаючи опори сполучної лінії і заземлювача, так, щоб їх сумарний опір не перевищував допустимого [14].

Розрахунок заземлення проводиться для того щоб визначити опір споруджуваного контуру заземлення при експлуатації. Як відомо, контур заземлення

складається з вертикальних та горизонтальних заземлювачів і заземлюючого провідника. Усі види заземлювачів прокладаються в ґрунт на певну глибину.

Горизонтальні заземлювачі з'єднують між собою вертикальні заземлювачі. Заземлюючий провідник з'єднує контур заземлення безпосередньо з електрощитом.

Розміри і кількість цих заземлювачів, відстань між ними, питомий опір ґрунту - всі ці параметри безпосередньо впливають на опір заземлення.

Заземлення служить для зниження напруги дотику до безпечної величини. Завдяки заземленню небезпечний потенціал йде в землю тим самим, захищаючи людину від ураження електричним струмом.

Величина струму протікання в землю залежить від опору заземлюючого контуру. Чим опір буде менше, тим величина небезпечного потенціалу на корпусі пошкодженої електроустановки буде менше.

Заземлювальні пристрої повинні задовольняти покладеним на них певним вимогам, а саме величини опір розтікання струмів і розподілу небезпечного потенціалу.

Тому основний розрахунок захисного заземлення зводиться до визначення опору розтікання струму заземлювача. Цей опір залежить від розмірів і кількості заземлюючих провідників, відстані між ними, глибини їх закладання і провідності ґрунту.

Вхідні дані для розрахунку контуру заземлення:

Основні умови, яких необхідно дотримуватися при спорудженні заземлюючих пристроїв це розміри заземлювачів.

Залежно від використовуваного матеріалу (куточок, смуга, кругла сталь) мінімальні розміри заземлювачів повинні бути не менше:

- а) смуга 12x4 - 48 мм²;
- б) куточок 4x4;
- в) кругла сталь - 10 мм²;
- г) сталева труба (товщина стінки) - 3.5 мм.

Довжина заземлюючого стрижня повинна бути не менше ніж 1,5 м (рис. 4.1).

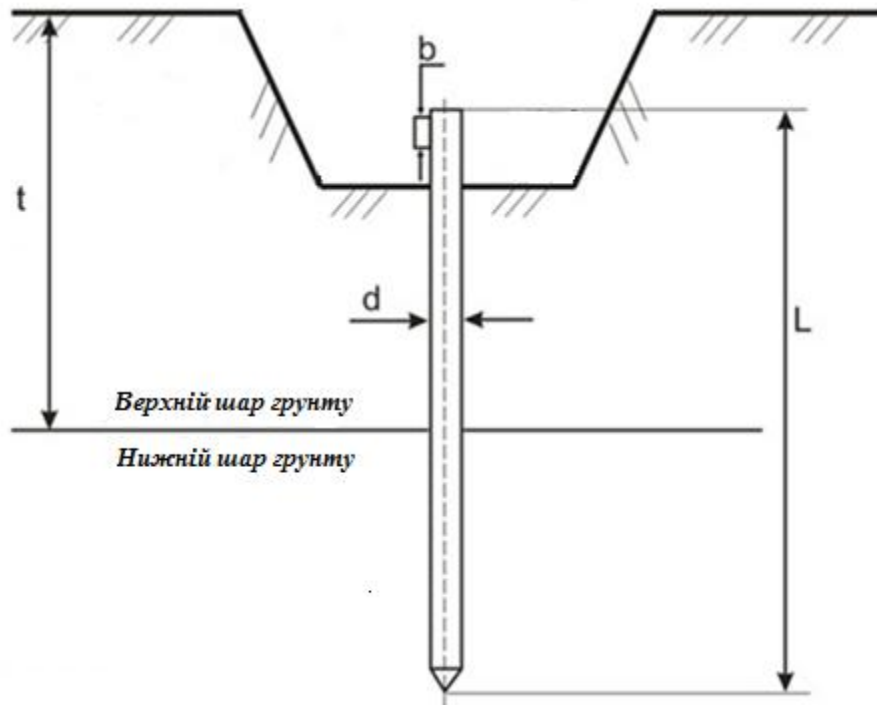


Рис. 4.1 Заземлюючий стрижень у ґрунті

Відстані між заземлювальними стрижнями беруться із співвідношення їх довжини, тобто: $a = 1 \cdot L$; $a = 2 \cdot L$; $a = 3 \cdot L$.

Залежно від дозволеної площі і зручності монтажу заземлюючі стрижні можна розміщувати в ряд, або у вигляді якоїсь фігури (трикутник, квадрат і т.п.).

Основною метою розрахунку заземлення є визначення числа заземлюючих стрижнів і довжину смуги, яка їх з'єднує.

Проведемо розрахунок контуру захисного заземлення тиристорно-керованого реактора, трансформатора та пристроїв релейного захисту.

Таблиця 4.2 Вхідні дані для розрахунку

$\rho, \text{Ом}\cdot\text{м}$	$L, \text{мм}$	$d, \text{мм}$	$b, \text{мм}$	$t, \text{мм}$	$a, \text{мм}$	η_1	η_2	$R_{\text{дон}}$	ґрунт
50	1500	32	5	1450	1500	0,74	0,9	4	ґрунт

Опір розтікання струму одного вертикального заземлювача у вигляді сталевий труби, вертикально забитої в землю на 0.5 м нижче рівня землі, з виразу (4.2):

$$R_{OT} = \frac{0,366 \cdot \rho}{L} \cdot \left(Lg \frac{2L}{d} + Lg \frac{4t + L}{4t - L} \right) Ом, \quad (4.2)$$

де ρ – питомий опір ґрунту, Ом · м;

L – довжина стрижня, мм;

d – його діаметр, мм;

t – відстань від поверхні землі до середини стрижня, мм.

Так як питомий опір ґрунту залежить від його вологості, для стабільності, опору заземлювача для зменшення на нього впливу кліматичних умов, розміщують на глибині не менше 0,7 м. Питомий опір ґрунту визначаємо за стандартизованими даними, які представлені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 Питомий опір ґрунтів

Види ґрунту	Питомий опір ґрунту, Ом·м
Торф	20
ґрунт (чорнозем та ін.)	50
Глина	60
Супісок	150
Пісок при ґрунтових водах до 5 м	500
Пісок при ґрунтових водах глибше 5 м	1000
Граніт	1100

Таким чином тепер розраховуємо опір розтікання струму одного вертикального заземлювача:

$$R_{OT} = \frac{0,366 \cdot 50}{1.5} \cdot \left(Lg \frac{2 \cdot 1500}{32} + Lg \frac{4 \cdot 1450 + 1500}{4 \cdot 1450 - 1500} \right) = 26.84 Ом.$$

Монтаж та установку заземлення необхідно проводити таким чином, щоб стрижень заземлення пронизував верхній шар ґрунту повністю та частково нижній.

Необхідно виконати пристрій, яке заземлює з опором $R_{доп} \leq 4$ Ом, що задовольняє згідно ПБЕ [18] однієї із систем електроустановок.

Опір розтікання струму системи, що складається з декількох одиночних заземлювачів з'єднаних смугою, що заземлює (4.3):

$$R_{доп} = \frac{R_{от}}{n \cdot \eta_1 \cdot \eta_2} \leq 4 \text{ Ом}, \quad (4.3)$$

де n – число заземлювачів;

η_1 – коефіцієнт, що враховує взаємне екранування заземлювача, величина якого залежить від кількості заземлювачів, та відношенням між відстанню і довжиною заземлювача ($\frac{a}{L}$) та від їхнього розміщення в ряд або по контуру (при замкнутому контурі можна прийняти $\eta_1 = 0,74$, а при розімкнутому $\eta_1 = 0,83$);

η_2 - коефіцієнт, що враховує взаємне екранування з'єднувальної смуги в контурі або в ряді заземлювачів, який також залежить від кількості заземлювачів і від відношення відстані між трубами та довжинами труби (прийmemo $\eta_2 \approx 0,9$).

З виразу (4.4) знаходимо число заземлювачів у замкнутому контурі:

$$n = \frac{R_{от}}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot R_{доп}} = \frac{26.84}{0.74 \cdot 0.9 \cdot 4} \approx 11 \text{ шт.} \quad (4.4)$$

Опір смуги, що з'єднує заземлювачі знаходимо по формулі (6.5):

$$R_n = \frac{0.366}{L_{cp}} \cdot \rho \cdot Lg \frac{2L^2}{b \cdot T}, \quad (4.5)$$

де $L = 1.05 \cdot a \cdot m$ – довжина смуги, мм;

$b=5$ – ширина смуги, мм;

$a=1500$ – відстань між заземлювачами, мм.

$$R_n = \frac{0.366}{1,05 \cdot 1.5 \cdot 11} \cdot 50 \cdot Lg \frac{2 \cdot 17325^2}{5 \cdot 50} = 6.76 \text{ Ом}$$

Загальний опір заземлення визначається наступним чином за виразом (4.6):

$$R_{\text{общ}} = \frac{R_{\text{дон}} \cdot R_n}{R_{\text{дон}} + R_n}, \quad (4.6)$$

Підставляючи у вираз (6.6) отримані дані, визначаємо:

$$R_{\text{общ}} = \frac{4 \cdot 6.76}{4 + 6.76} = 2.51 \text{ Ом.}$$

З розв'язаного прикладу видно, що опір розтіканню струму $R_{\text{общ}} \approx 2.51$ Ом усього пристрою, що заземлюється менше допустимого по ПБЕ [Форт], тому з метою здешевлення пристрою, що заземлюється, необхідно зменшити число заземлювачів тобто продовжити розрахунок до одержання результату по формулі (4.7):

$$R_{\text{общ}} = \frac{R_{\text{дон}}}{K_H} = 3.3 \text{ Ом}, \quad (4.7)$$

де K_H - коефіцієнт надійності, рівний 1.2.

Згідно з результатами отриманих розрахунків приймаємо кількість заземлювачів рівною трьом.

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Підводячи підсумок аналізу збурюючих сил, що діють в гідроагрегаті, можна зробити висновок, що діапазон їх основних частот лежить в широких межах від 0,5 до 300 Гц. Треба відзначити, що жоден двигун не має такого широкого діапазону частот і різноманітності прояву збурюючих сил, як гідроагрегати. Це при спільній дії сил на агрегат призводить до складної форми вібрації агрегату, труднощів виявлення причин вібрації і вибору методів її усунення.

2. Оцінка биття валів гідроагрегату виявила підвищене биття валу підп'ятника, викликане механічною силою пружності, що виникає через неперпендикулярність площини п'яти до вісі валу гідроагрегата.

3. Відповідно до рекомендацій [14] неперпендикулярність площини п'яти до вісі валу гідроагрегата можливо усунути декількома методами:

- шліфуванням тильної сторони диска або сполученої поверхні ступиці;
- допускається усувати неперпендикулярність площини п'яти до вісі вала гідроагрегата установкою між диском і ступицею прокладки товщиною 2 - 4 мм із матеріалу, що легко оброблюється, на якій вишабровується клин;
- як тимчасова міра, допускається усувати неперпендикулярність площини п'яти установкою клинових прокладок з кальки, електротехнічного картону або фольги. Наявність цих прокладок, що установлюються у вигляді сходів, погіршує стан дзеркальної поверхні диску, а їхнє руйнування призводить до збільшення биття вала й биття дзеркальної поверхні диска, тому вони не можуть бути рекомендовані для постійної установки.

4. Оцінка вібрації опорних конструкцій гідроагрегату Г9 показала, що вона набагато нижче гранично припустимого значення при всіх режимах роботи й у всіх точках, що контролюються, що підтверджується розрахованими значеннями середньоквадратичних значень коливань.

При оцінці вібрації опорних конструкцій гідроагрегату Г9 за методикою, що викладена в [10], гірша оцінка була «задовільно». У цьому випадку згідно рекомендується періодичний вимір вібрації не рідше одного разу на рік.

Оцінка вібраційного стану	Рішення
"Відмінно"	Періодичність вимірів вібрації не рідше одного разу в 6 років.
"Добре"	Періодичність вимірів вібрації один раз в 3 роки.
"Задовільно"	Періодичність вимірів вібрації один раз у рік.
"Незадовільно"	Усунення підвищеної вібрації з першою нагодою.
(тимчасово припустимо)	До усунення підвищеної вібрації проводити контроль вібрації не рідше одного разу у два місяці.
"Неприпустимо"	Експлуатація агрегату без особливого дозволу керівництва енергосистеми не допускається.

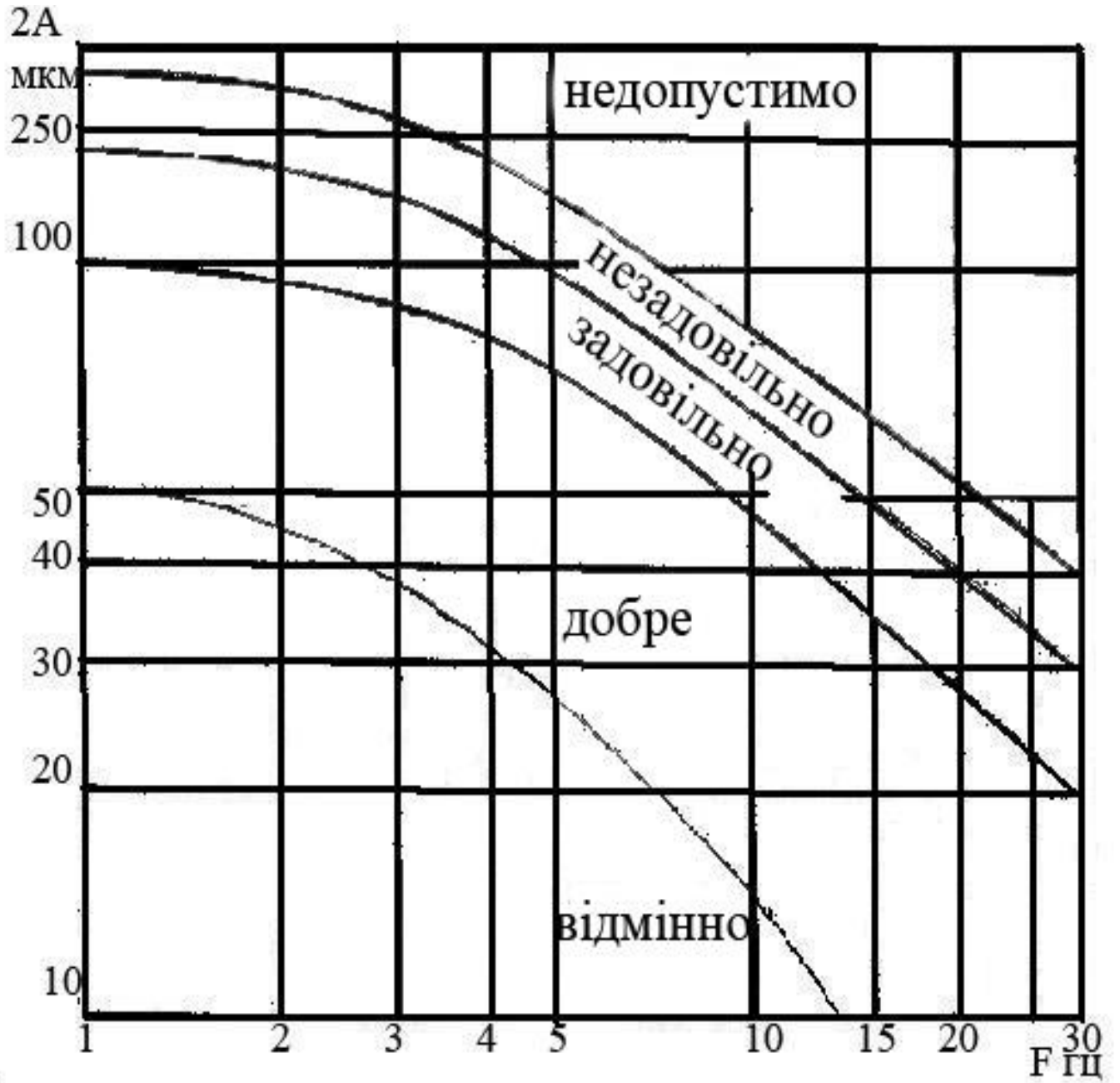
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Тарасов В.Н. Вибрация и динамическая устойчивость гидроагрегата. - М.: ДИАМЕХ 2000, 2000. - 22с.
2. Владиславлев Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций. - М.: Энергия, 1972. - 176 с.
4. Повх И.Л. Моделирование гидравлических турбин в воздушных потоках. - М. - Л.: Госэнергоиздат, 1955. - 125с.
5. Михайлов И.Е. Формы поперечного сечения спиральных турбинных камер и исследование потока в них. - М.: Энергия, 1955. - 150с.
6. Гуревич Х.А. Исследование аэродинамического следа за турбинной решеткой. – М.: Котлотурбостроение, 1950. - 12 с.
7. Рябинин В.Е. О выборе расстояния между осевым направляющим аппаратом и рабочим колесом гидротурбины. – М.: Труды ВИГМ, 1956. - 15-40 с.
8. Гутовский Е.В. Исследование возмущающей гидродинамической силы, действующей на лопасти рабочего колеса осевой гидротурбины. – Л.: Энергия, 1955. - 178 с.
9. РД 24.023.117-88 Измерение вибрации и оценка вибрационного состояния вертикальных гидравлических турбин. Методические указания. - М.: Союзтехэнерго, 1989. - 20с.
10. РД 34.31.303-96 Методические указания по эксплуатационному контролю вибрационного состояния конструктивных узлов гидроагрегатов. – М.: Департамент науки и техники, 1996. - 10с.
11. ИСО 10816-5:2000 Вибрация – Оценка состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях – Часть 5: Агрегаты на гидроэлектростанциях и насосных станциях. 2000.-20 с.
12. Эксплуатационный циркуляр № Ц-01-84(Э) „О контроле вибрационного состояния гидроагрегатов”.
13. Распоряжения № 12 от 12.07.2008 г. О вибрационном контроле гидроагрегатов ГЭС-1.-3.-1с.

14. РД 34.31.501-88 Методические указания по эксплуатации подпятников вертикальных гидротурбинных агрегатов (гидроагрегатов). - М.: Союз атом издат, 1989.-22 с.

Додаток А.

Оцінка вібрації опорних конструкцій гідроагрегата



Додаток Б.

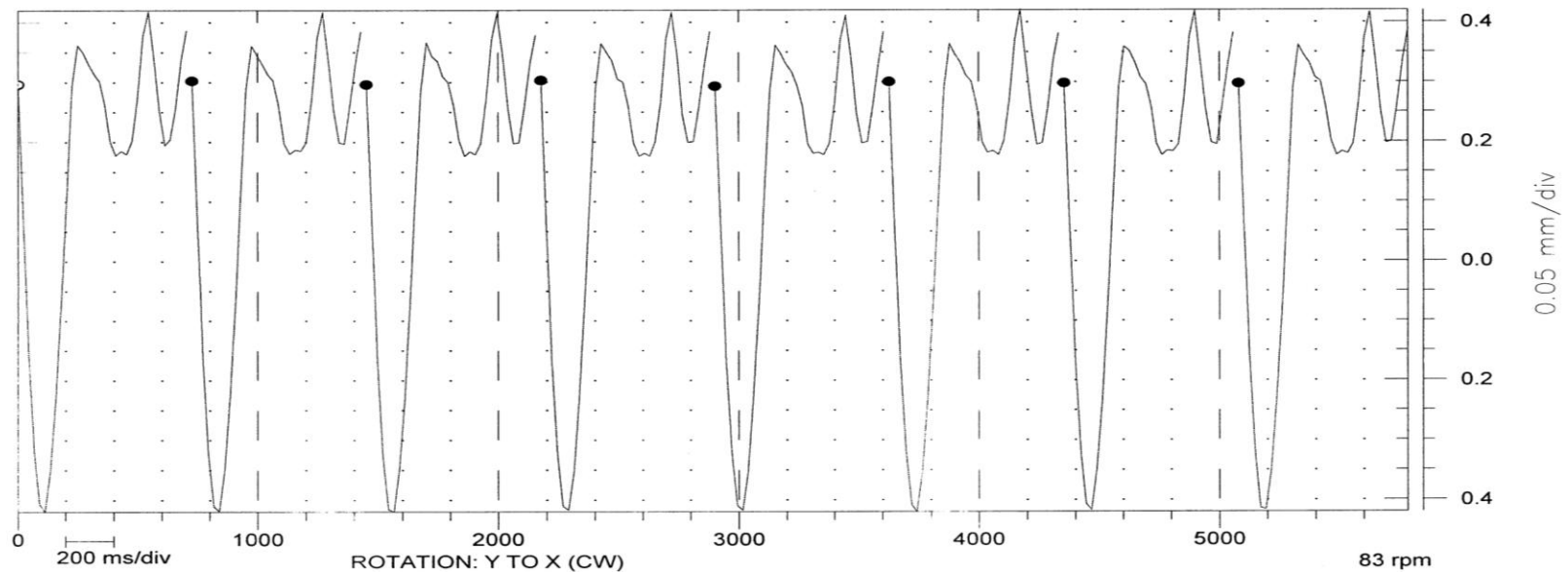
Спектрограми вібропереміщення та віброшвидкості.

Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

Plot Name: Timebase
POINT: BDP1 $\angle 0^\circ$ Waveform Pk to Pk: 0.840 mm pp
26MAY2010 14:33:35 Delta Time DIRECT

Train Name: GA 9 gidroagregat 9



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVAr I = 3030 A S na = 73 %
Tvoda = 11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m

Рисунок Б.1 - Амплітуда вібропереміщення диска підп'ятника у режимі P = 70 МВт

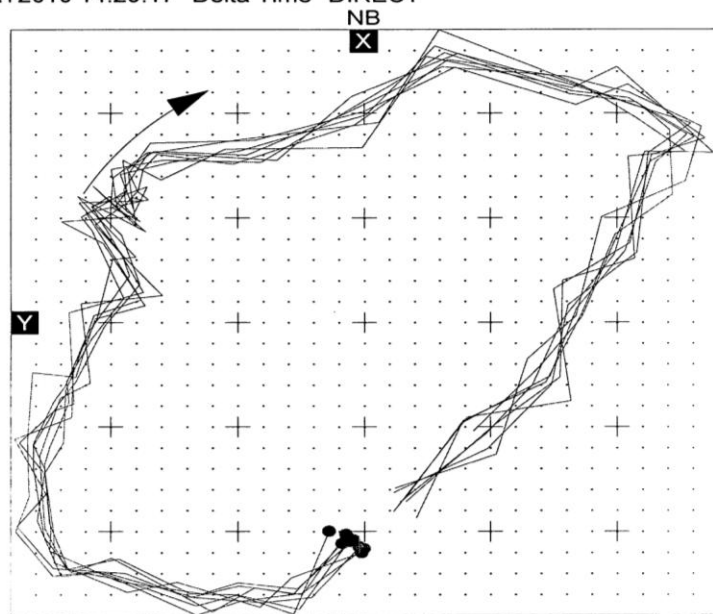
Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number: _____
Plant Name: ZAPOROZYE

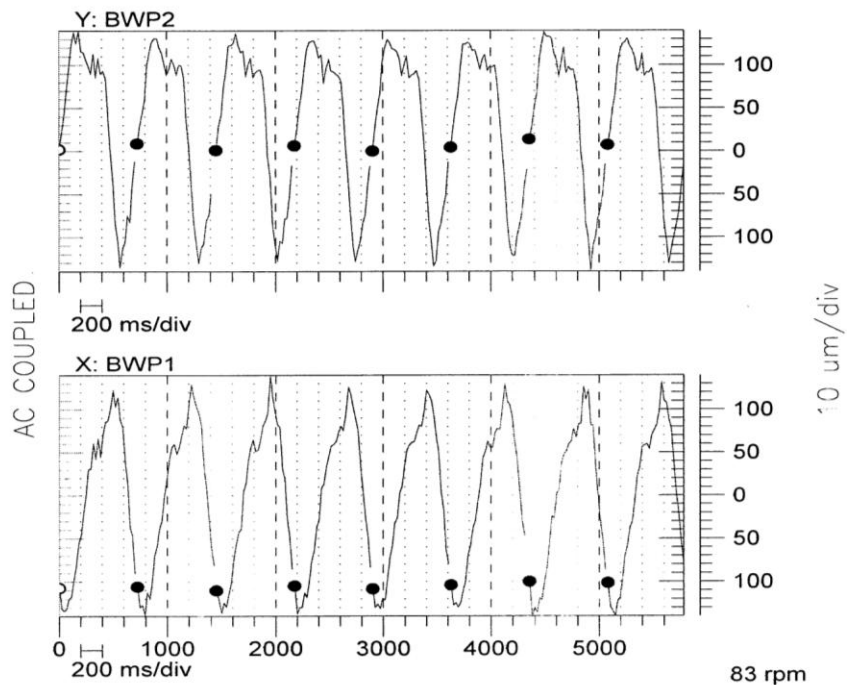
Plot Name: Orbit/Timebase
Y: BWP2 $\angle 90^\circ$ Left Waveform Pk to Pk: 277 μm pp
X: BWP1 $\angle 0^\circ$ Waveform Pk to Pk: 280 μm pp

Train Name: GA 9 gidroagregat 9

26MAY2010 14:29:17 Delta Time DIRECT



ROTATION: Y TO X (CW)



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q= 31 MVAr I=3030 A S na =73 %
Tvoda=11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m

Рисунок Б.2 - Траєкторія руху центру валу біля верхнього підшипника у режимі P=70 МВт

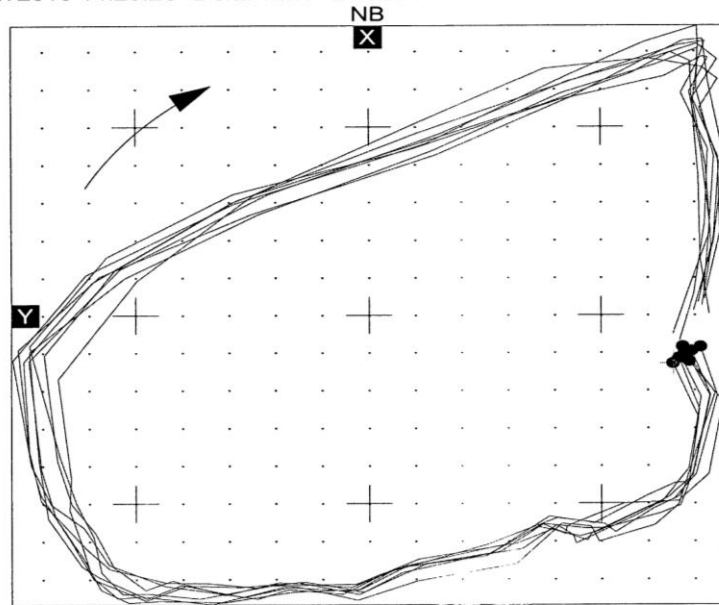
Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

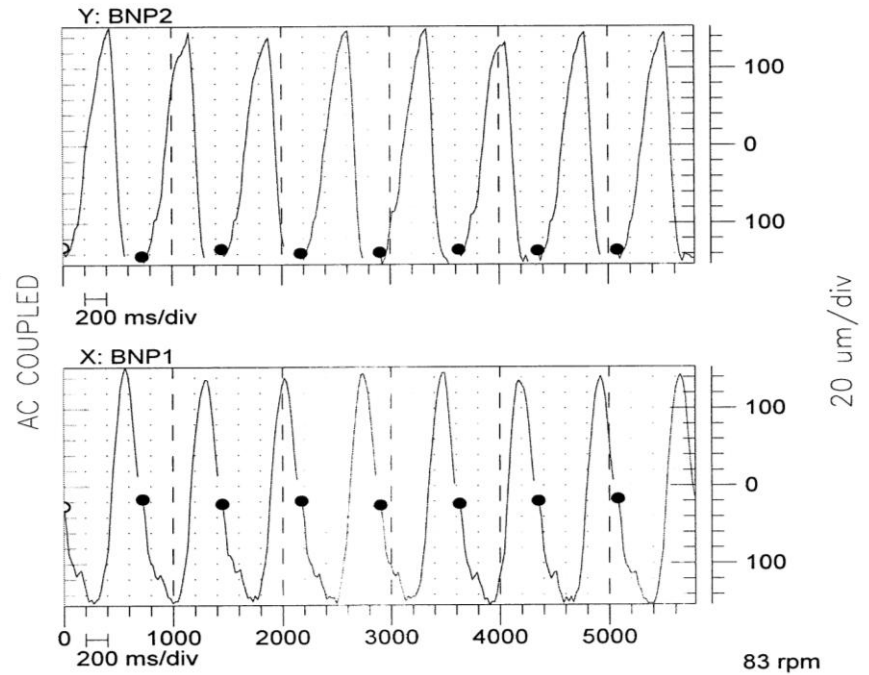
Plot Name: Orbit/Timebase
Y: BNP2 $\angle 90^\circ$ Left Waveform Pk to Pk: 306 μm pp
X: BNP1 $\angle 0^\circ$ Waveform Pk to Pk: 307 μm pp

Train Name: GA 9 gidroagregat 9

26MAY2010 14:29:26 Delta Time DIRECT



ROTATION: Y TO X (CW)



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVar I = 3030 A S na = 73 %
Tvoda=11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m

Рисунок Б.3 - Траєкторія руху центру валу біля нижнього підшипника у режимі P=70 МВт

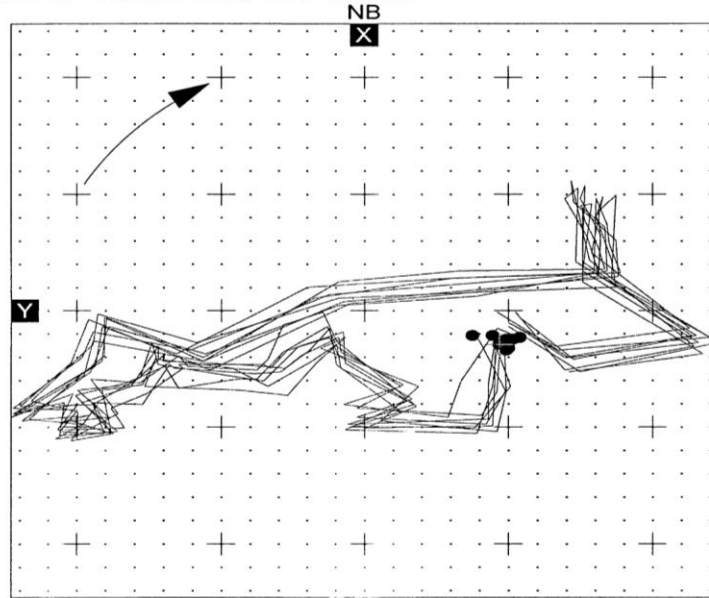
Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

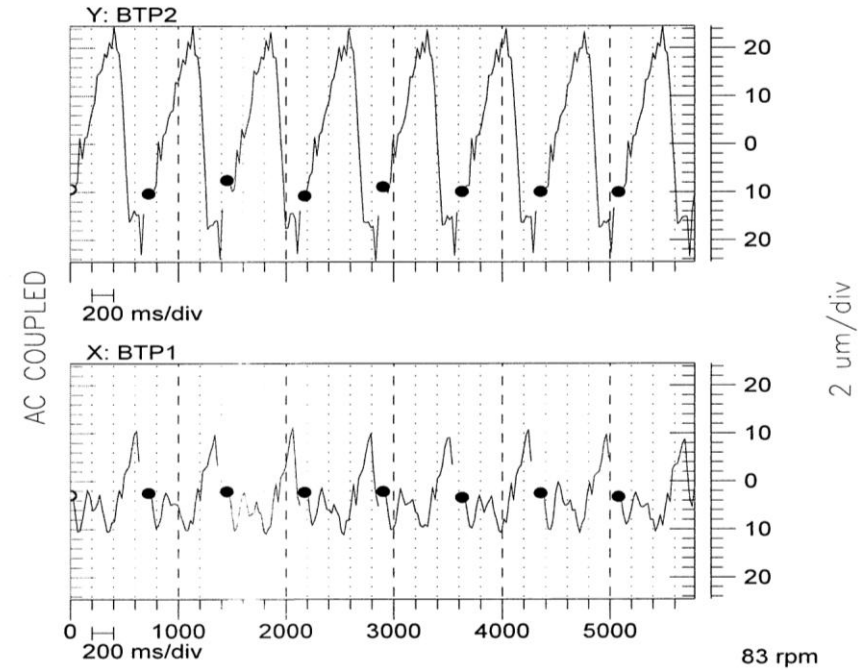
Plot Name: Orbit/Timebase
Y: BTP2 $\angle 90^\circ$ Left Waveform Pk to Pk: 49.2 μm pp
X: BTP1 $\angle 0^\circ$ Waveform Pk to Pk: 22.4 μm pp

Train Name: GA 9 gidroagregat 9

26MAY2010 14:51:32 Delta Time DIRECT



ROTATION: Y TO X (CW)



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVar I = 3030 A S na = 73 %
Tvoda = 11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m



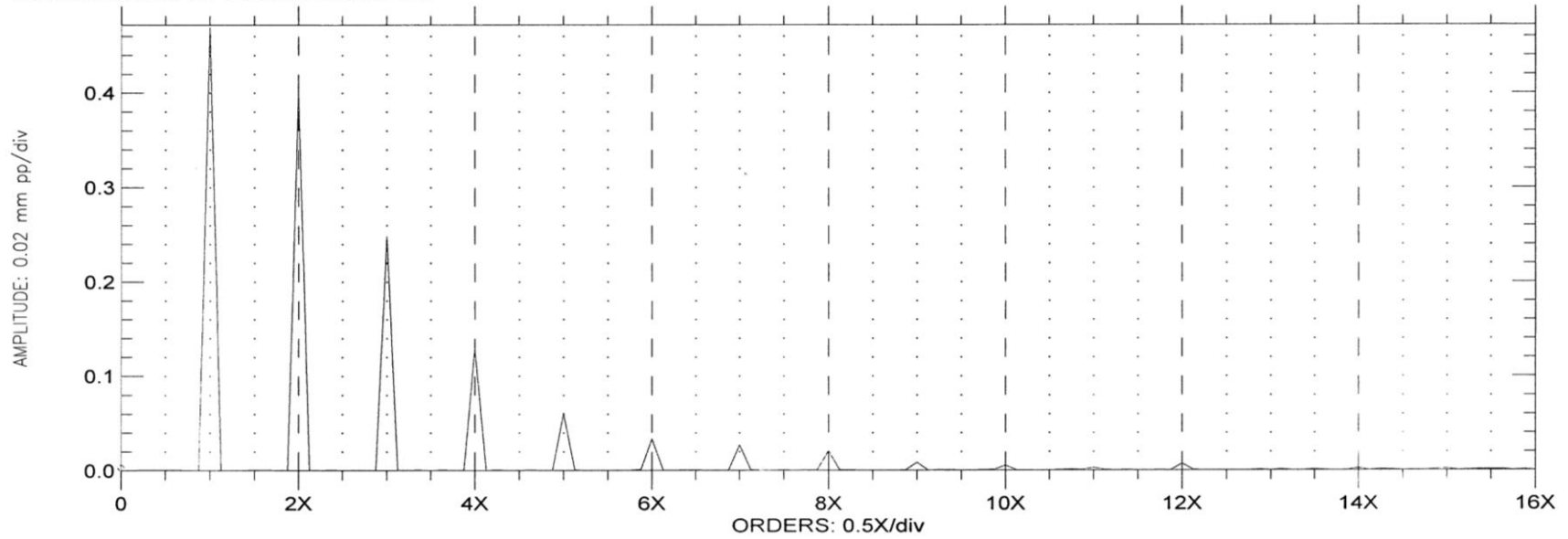
Рисунок Б.4 - Траєкторія руху центру валу біля турбінного підшипника у режимі P=70 МВт

Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

Plot Name: Spectrum
POINT: BDP1 $\angle 0^\circ$ Waveform Pk to Pk: 0.822 mm pp
MACHINE SPEED: 83 rpm
26 MAY 2010 14:54:11 Delta Time
WINDOW: None SPECTRAL LINES: 128

Train Name: GA 9 gidroagregat 9



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVAr I = 3030 A S na = 73 %
Tvoda=11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m

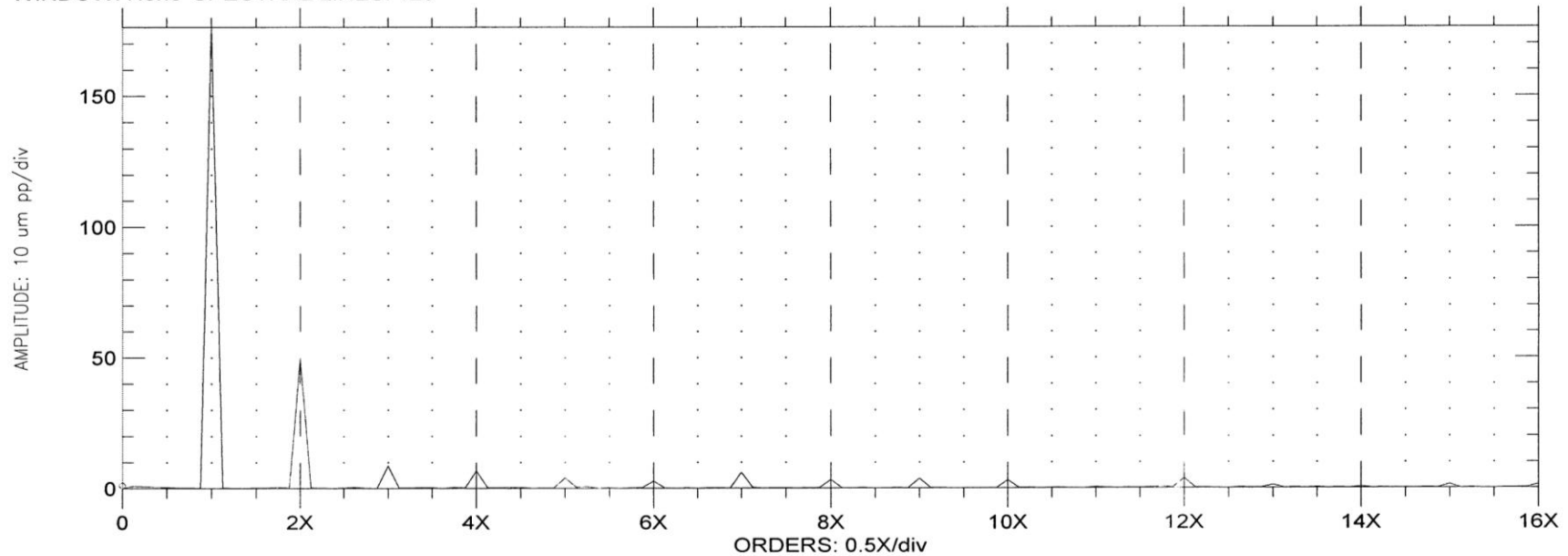
Рисунок Б.5 - Спектр вібропереміщення диска підп'ятника у режимі $P = 70$ МВт

Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

Plot Name: Spectrum
POINT: BWP1 $\angle 0^\circ$ Waveform Pk to Pk: 207 um pp
MACHINE SPEED: 83 rpm
26 MAY 2010 14:54:21 Delta Time
WINDOW: None SPECTRAL LINES: 128

Train Name: GA 9 gidroagregat 9



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVar I = 3030 A S na = 73 %
Tvoda = 11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m

Рисунок Б.6 - Спектр вібропереміщення біля верхнього підшипника у режимі P=70 МВт

Company Name: DNIPRO1
 Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
 Plant Name: ZAPOROZHYE

Plot Name: Spectrum
 POINT: BNP1 /0° Waveform Pk to Pk: 264 um pp
 MACHINE SPEED: 83 rpm
 26 MAY 2010 14:55:35 Delta Time
 WINDOW: None SPECTRAL LINES: 128

Train Name: GA 9 gidroagregat 9



108

Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVar I=3030 A S na =73 %
 Tvoda=11.0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m



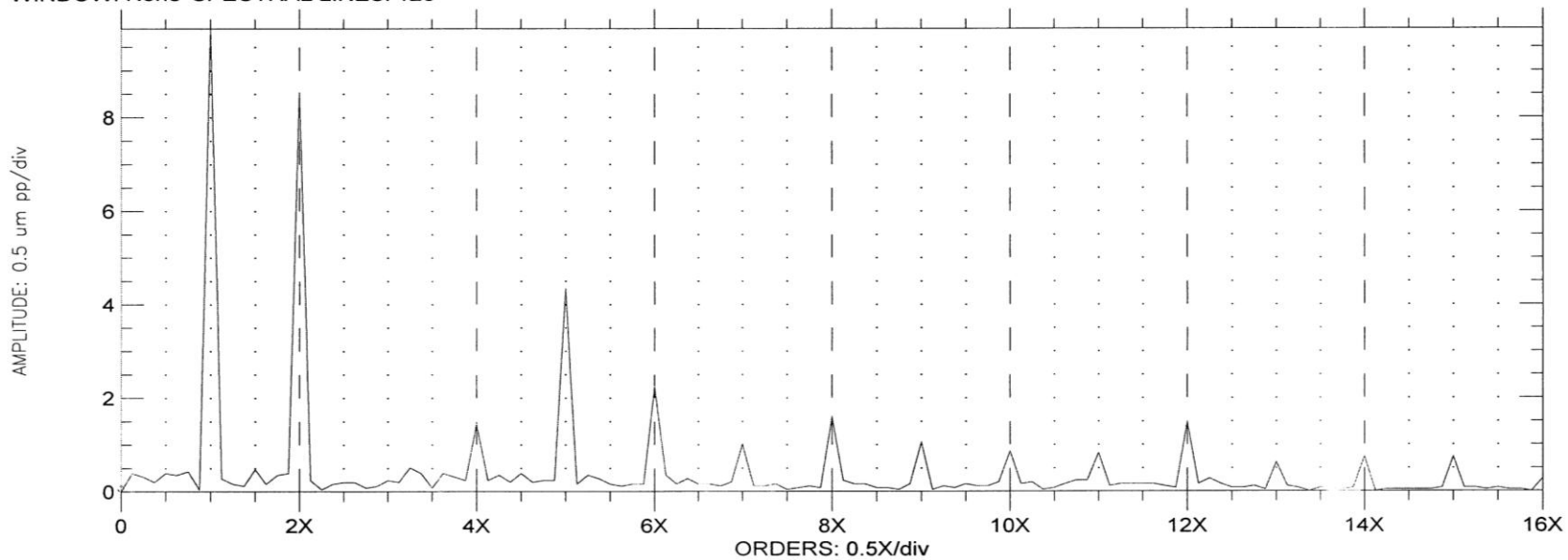
Рисунок Б.7 - Спектр вібропереміщення біля нижнього підшипника у режимі $P=70$ МВт

Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

Plot Name: Spectrum
POINT: BTP1 $\angle 0^\circ$ Waveform Pk to Pk: 22.4 μm pp
MACHINE SPEED: 83 rpm
26 MAY 2010 14:56:50 Delta Time
WINDOW: None SPECTRAL LINES: 128

Train Name: GA 9 gidroagregat 9



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVA_r I = 3030 A S na = 73 %
Tvoda = 11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m

ення біля турбінного підшипника у режи

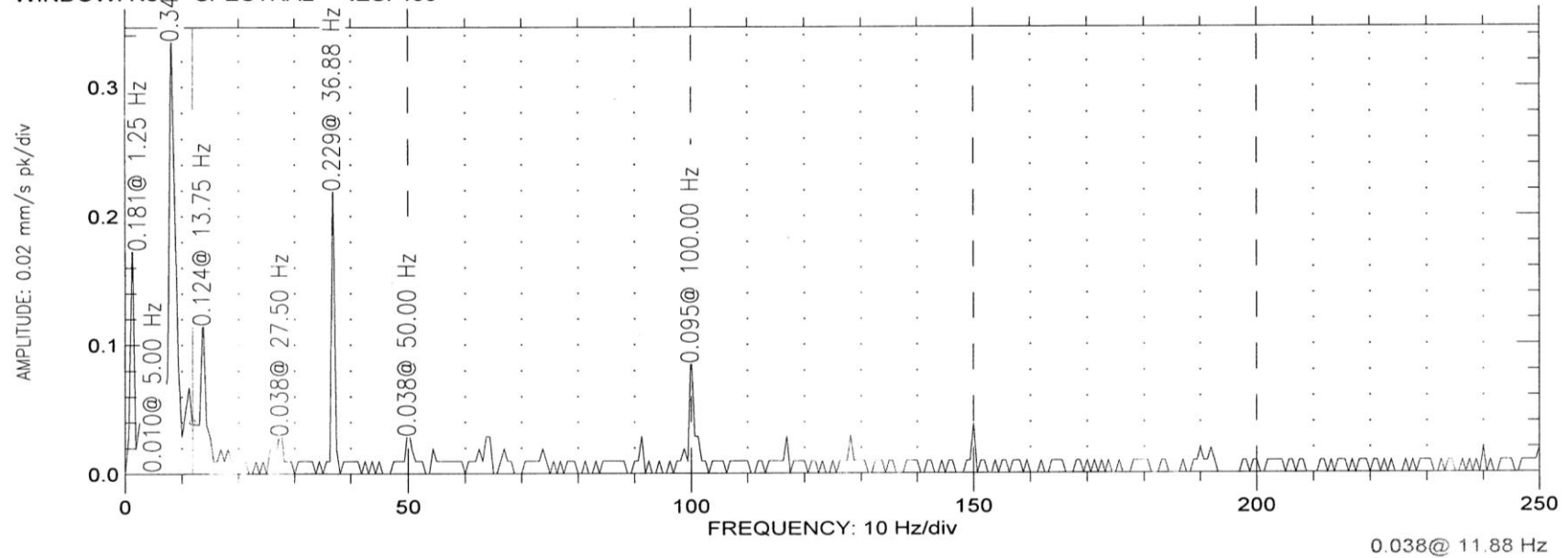
мі $P=70$ МВт

Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

Plot Name: Spectrum
POINT: W2W / 30° Right Waveform Pk: 1.11 mm/s pk
MACHINE SPEED: 83 rpm
26 MAY 2010 @ 39:46 Delta Time
WINDOW: No SPECTRAL RES: 400

Train Name: GA 9 gidroagregat 9



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVAr I = 3030 A S na = 73 %
Tvoda = 11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m



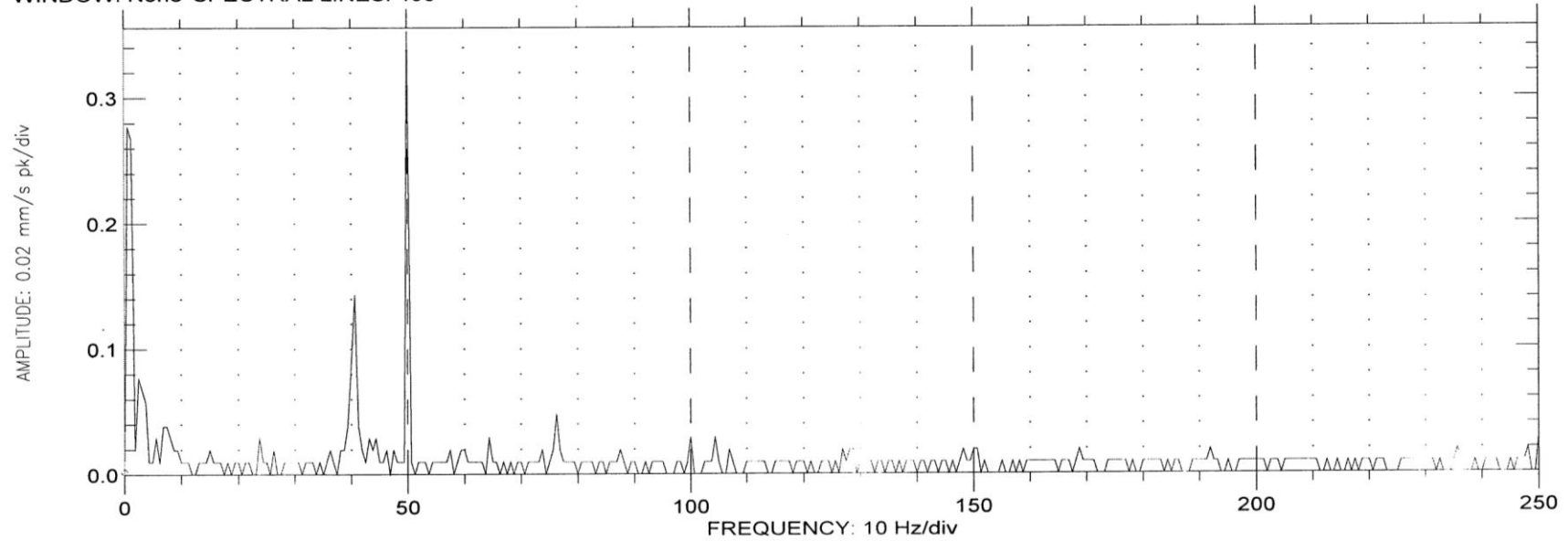
Рисунок Б.9 - Спектр віброшвидкості вертикальної складової вібрації верхньої хрестовини у режимі P=70 МВт

Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

Plot Name: Spectrum
POINT: G3G1 / 0° Waveform Pk: 1.30 mm/s pk
MACHINE SPEED: 83 rpm
26 MAY 2010 14:48:36 Delta Time
WINDOW: None SPECTRAL LINES: 400

Train Name: GA 9 gidroagregat 9



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVar I =3030 A S na =73 %
Tvoda=11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m



Рисунок Б.10 - Спектр віброшвидкості горизонтальної складової вібрації нижній хрестовини у режимі P=70 МВт

Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

Plot Name: Spectrum
POINT: W4WS / 0° Wav Form Pk: 2.06 mm/s pk
MACHINE SPEED: 83 rpm
02 JUN 2010 12:36:03 Delta ne
WINDOW: None SPECTRAL NES: 400

Train Name: GA 9 gidroagregat 9

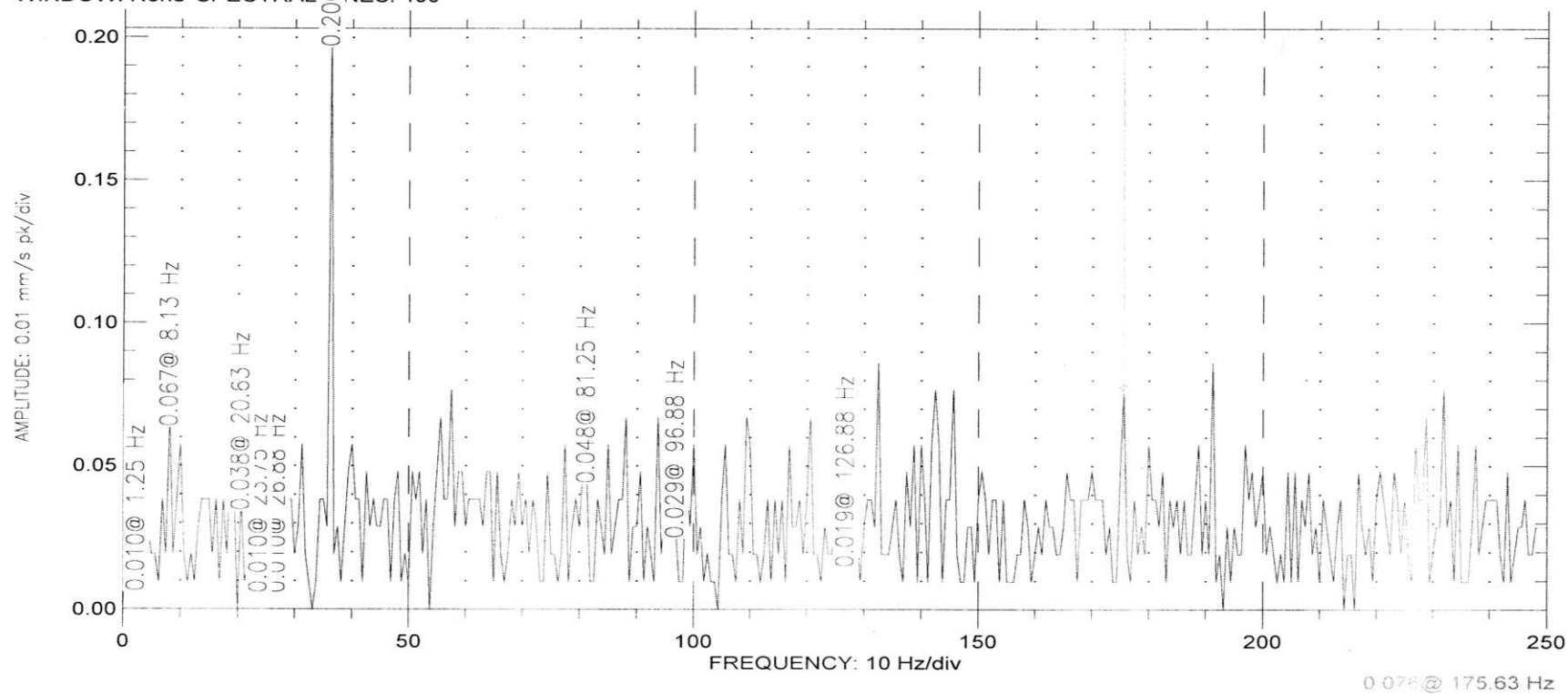


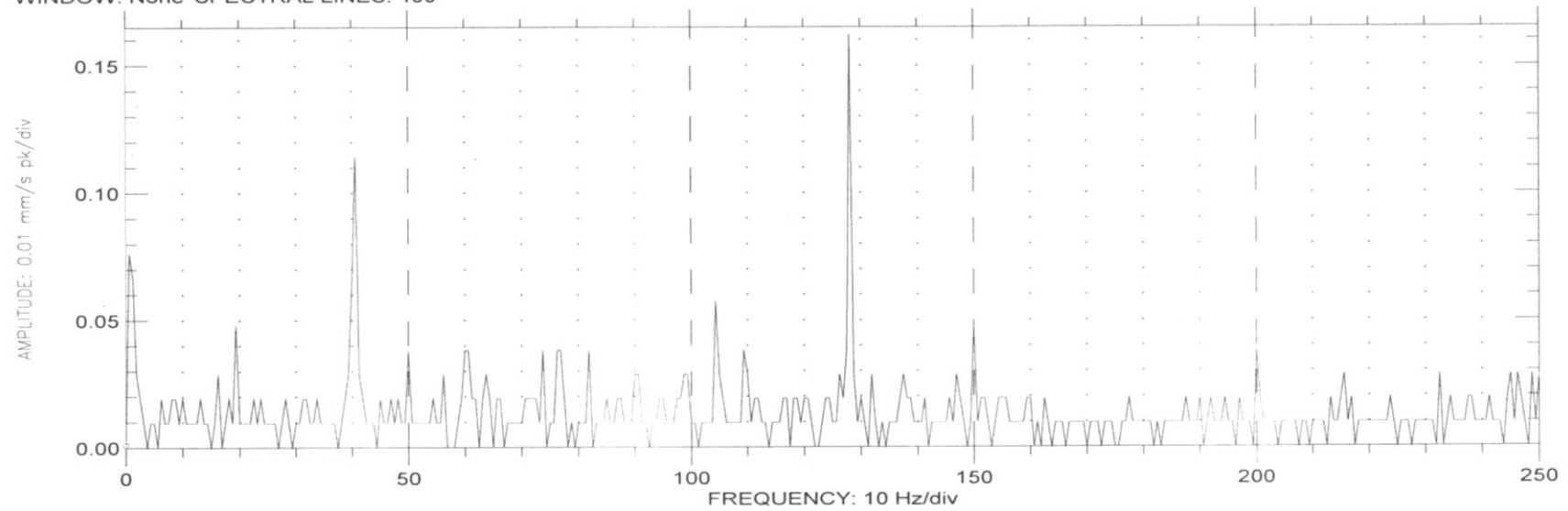
Рисунок Б.11 - Спектр віброшвидкості вертикальної складової вібрації кришки турбіни у режимі P=70 МВт

Company Name: DNIPRO1
Station Name: Dmstation1

Plot Number _____
Plant Name: ZAPOROZYE

Plot Name: Spectrum
POINT: G5G2 /90° Left Waveform Pk: 1.00 mm/s pk
MACHINE SPEED: 83 rpm
26 MAY 2010 14:50:19 Delta Time
WINDOW: None SPECTRAL LINES: 400

Train Name: GA 9 gidroagregat 9



Comments

G-9 GE 26.05.2010 g P= 70 MW Q = 31 MVAr I =3030 A S na =73 %
Tvoda=11,0 C Hv = 51,11 m Hn = 15,75 m



Рисунок Б.12 - Спектр віброшвидкості горизонтальної складової вібрації турбінного підшипника у режимі P=70МВт