

Штефан Є. В.

Національний
університет харчових
технологій

Бовсуновський А. П.

Інститут проблем
міцності
ім. Г.С.Писаренка ІАНУЧерноусенко О. Ю.
Башта Д. А.Національний технічний
університет України
"КПІ"

УДК 373:534.1:620.193

ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ
ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ
ПРОЦЕСІВ У РОТОРАХ
ТУРБОМАШИН

Представлена теоретическая методика анализа крутильной вибрации валопроводов произвольной конструкции при заданном режиме динамического нагружения. В качестве примера рассмотрен ротор паровой турбины К-200-130.

A theoretical technique of torsion vibration analysis of any contractuel parameters shaft by the given mode dynamic loading is submitted. As an example the rotor of the steam turbine K - 200-130 is considered.

Постановка проблеми та її зв'язок із найважливішими науковими і практичними завданнями. Світовий досвід тривалої експлуатації турбомашин теплових та атомних електростанцій свідчить, що основною причиною аварій та катастрофічних руйнувань роторів турбомашин є накопичення утомлювальних пошкоджень, у тому числі і внаслідок вібраційних процесів обумовлених періодичним крученням ротора. Тому задача по розробленню технологій віброзахисту таких конструкцій є актуальною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій по даній проблемі [1-4] свідчить, що до теперішнього часу моніторинг крутильних коливань роторів турбомашин не проводився, тому о причинах їх виникнення можна говорити лише з певними припущеннями. В роботах [3, 4] теоретично обґрунтовується, що основною причиною крутильних вібрацій є динамічне навантаження з боку електрогенератора при позаштатних режимах експлуатації (коротке замикання (КЗ), підключення до мережі з грубою синхронізацією, нерівномірність електричного поля в генераторі та інш.). Експериментальні роботи обмежені дослідженнями на фізичній моделі [6], де підтверджується виникнення в режимі КЗ (тривалістю $0,03 \div 0,26$ с) динамічних навантажень у тричі більші за експлуатаційний крутний момент. В інших роботах [4] передбачається збільшення крутного моменту в режимі КЗ до 6 разів від номінального. В літературі практично не представлено досліджень впливу високочастотних пульсацій

тиску пара та інших технологічних особливостей роботи турбін на змінення крутного моменту на роторі, який може мати високочастотний характер з високою асиметрією циклу. Все це може привести до виникнення вібрацій кручення ротора на його власних частотах з достатньо високою амплітудою.

Метою даної роботи є розроблення інформаційної технології дослідження вібраційних процесів у роторах турбомашин, яка дозволяє визначити раціональні конструктивно-технологічні параметри турбіни, що знижують віброактивність ротора при крученні.

Схематично запропонований метод представлений на рис. 1.

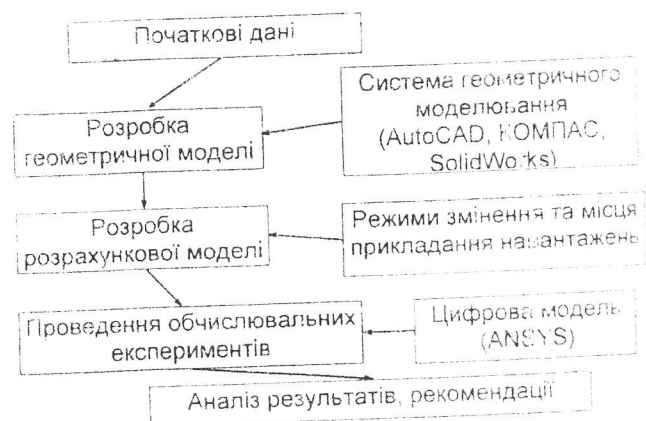
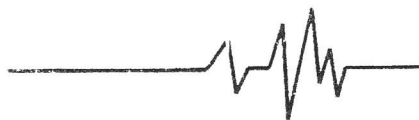


Рис. 1. Схеми інформаційної технології аналізу



В якості початкових даних для побудови геометричної моделі ротора (рис.2) використовували конструкторську документацію парової турбіни К-200-130 з такими спрощеннями:

а) ротор представлений з двох частин: перша – ротори циліндрів високого і середнього тиску, друга ротор циліндра низького тиску. Ці дві частини з'єднані муфтою.

б) диски ступенів ротора прийняти циліндричної форми з гладкою поверхнею;

в) впливом турбінних лопаток нехтуємо.

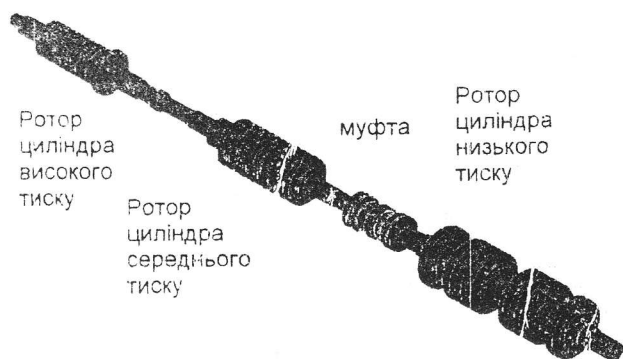


Рис. 2. Геометрична модель ротора

Для визначення власних форм і частот коливань конструкції ротора використовувалась його скінчено-елементна модель, що представлена на рис. 3. Розрахунки проводились за допомогою цифрової моделі ANSYS (Modal analysis). Результати розрахунків для першої форми коливань показані на рис.4. Видно, що вузол коливань (світлий колір) знаходиться в зоні муфти. Отримані також форми коливань для наступних більш високих частот 72 гц, 172 гц, 222 гц.



Кількості
вузлів 46 818
елементів 198 340

Рис. 3. Скінчено - елементна модель ротора



Форма коливань при частоті 37 гц



Рис. 4. Амплітудні переміщення точок ротора при крученні для першої форми коливань ротора

Для дослідження вібрації валопроводу (рис.2) в режимі КЗ розроблена розрахункова схема для дослідження його вимушених коливань (рис.5).

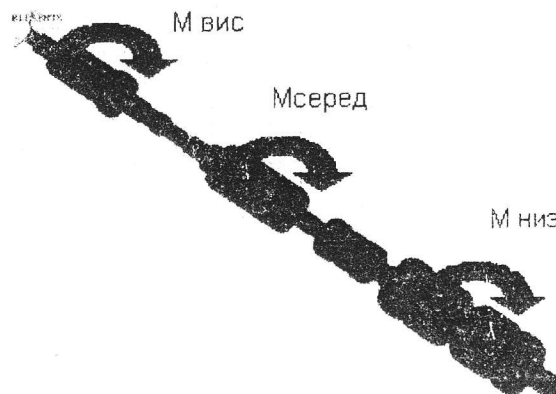


Рис. 5. Розрахункова схема для досліджень вимушених коливань ротора

Номінальні крутні моменти на ступенях високого, середнього та низького тисків проточної частини турбіни відповідають умовам експлуатації і дорівнюють $M_{вис}=0,2\text{МНм}$; $M_{серед}=0,3\text{МНм}$; $M_{низ}=0,16\text{МНм}$. Реактивний крутний момент M_p прикладається на правому кінці ротора і дорівнює 3-6 номінальних моментів. Тобто

$$M_p = (3+6) M_n; \quad (1)$$

$$\text{де } M_n = M_{вис} + M_{серед} + M_{низ}.$$

При проведенні обчислювальних експериментів була прийнята амплітуда реактивного крутильного моменту $M_p=3M_n$, а його тривалість $T_{кз}=0,015$ та $0,078\text{с}$.

На рис.6 представлені результати розрахунків перших циклів крутильних коливань для заданих варіантів режимів КЗ. З наведених графіків видно, що більш тривале КЗ визиває менші коливання ротора. Для обґрунтування даного результату проведені тестові розрахунки для механічної системи з однією

ступеню вільності. За допомогою цифрової моделі запропонованої в [7] були проведені розрахунки для динамічних крутильних моментів різної тривалості. Результати розрахунків показали, що амплітуда коливань механічної системи залежить не стільки від тривалості крутильного моменту, скільки від співвідношення між тривалістю ($T_{кз}$) та періодом ($T_{вк}$) власних коливань системи.

При цьому максимальна амплітуда досягається при $T_{кз}/T_{вк}=(0,5+n)$, а мінімальна при $T_{кз}/T_{вк}=n$, де n – ціле число.

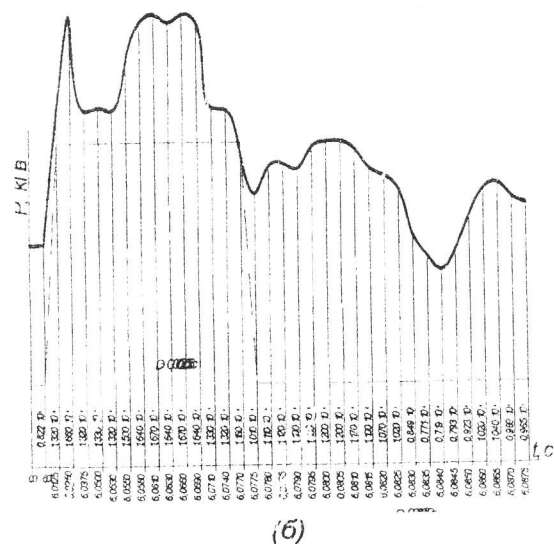
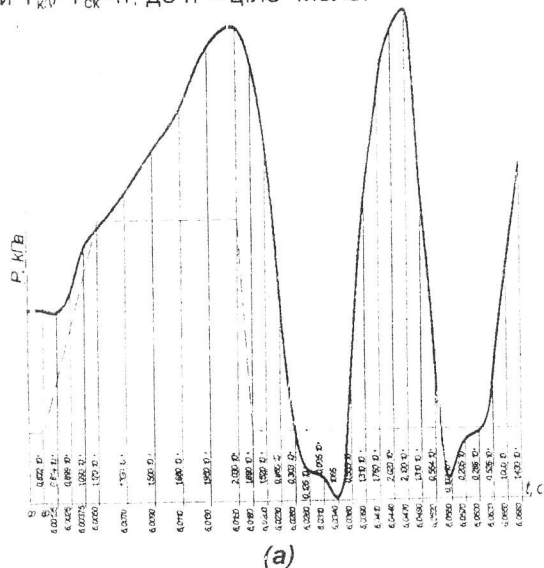


Рис. 6. Зміна з часом реактивного крутильного моменту (---) та напружень (—) в роторі при тривалості КЗ: $T_{кз}=0,015$ с (а) і $0,078$ с (б)

Як видно з рис.6 у першому випадку співвідношення $T_{кз}/T_{вк} \approx 0,6$ (близько до 0,5).

Тому амплітуди крутильних коливань наближуються до максимальних. У другому випадку – $T_{кз}/T_{вк} \approx 2,9$ (близько до 3-х). Тому цей варіант режиму КЗ викликає відносно невеликі по амплітуді коливання. Оскільки в реальних експлуатаційних умовах тривалість режиму КЗ є випадковою, тому цей режим може викликати значні коливання або не викликати зовсім.

Висновки. Запропонований теоретичний метод дозволяє дослідити вібрацію валів з довільними конструктивними особливостями при динамічному крученні при заданих режимах навантаження. Подальші дослідження будуть присвячені розрахункам вимушених коливань ротора, обумовлених пульсаціями тиску пара у проточній частині турбіни, а також динамічною нестабільністю робочих лопаток.

Література

1. Штефан Е.В., Литовченко И.Н., Иващенко Б.П., Шамис Л.Б. Информационные технологии определения параметров вибраций паропроводов, вызванных движением теплоносителя // IV Міжнародна конференція «Стратегія якості в промисловості і освіті» (30 мая - 06 июня 2008г., Варна, Болгарія); Матеріали у 2-х томах. / Упорядники: Хохлові. –Варна:2008. –Т. 1. – С.46-48.
2. Штефан Е.В., Черноусенко О.Ю., Башта А.В. Информационная технология определения индивидуального ресурса высокотемпературных конструкций энергомашиностроения // Проблемы тертя та зношування: Наук.-техн.зб.-К.:НАУ,2008.- Вип.49.-Т.2.-С.171-176.
3. Загретдинов И.Ш., Костюк А.Г., Грухний А.Д., Должанский П.Р. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика.- 2004.- № 5.- С. 5-15.
4. Детинко Ф.М., Загородная Г.А., Фастовский В.М. Прочность и колебания электрических машин. – Ленинград: Энергия, 1969.- 440 с.
5. Kramer L.D., Randolph D.D. Analysis of the Tennessee valley authority, Gallatin unit N2 turbine rotor burst // ASME-MPC Symp. on creep-fatigue interaction, 1976, P. 1.
6. Глебов И.А., Казовский Е.Я., Остроумов Э.Е., Рубисов Г.Е. Скручивающие моменты на валу турбоагрегата при отключении коротких замыканий // Электричество.- 1978.- № 2.- С. 22-26.
7. Бовсуновский А.П. Численное исследование колебаний нелинейной механической системы, моделирующей тело с трещиной // Пробл. прочности.- 1999.- № 6.- С. 65-80.