

## АНАЛІЗ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ОПОР РОТОРІВ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ ПОБЛИЗУ РОБОЧОЇ ЧАСТОТИ

**Красніков Сергій Васильович**, канд. техн. наук, доцент кафедра ДМтаТММ,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,  
e-mail: [vsevavr@ukr.net](mailto:vsevavr@ukr.net), ORCID: [0000-0003-1441-9921](https://orcid.org/0000-0003-1441-9921)

Україна мала велику кількість електростанцій. На цей час з енергетики країни вилучено одну атомну та пошкоджено декілька теплових електростанцій. Таким чином більшість електроенергії країни видобувається на атомних електростанціях. На них (так як і на теплових електростанціях) встановлені парові турбіни, що є багатоступінчастими. Вперше така ідея щодо використання парової турбіни за багатоступінчастою конструкцією була запропонована англійським інженером Парсонсом. Цей вчений запропонував всю енергію пари розділити на декілька частин і створити кожну частину в окремих турбінних шляхах, що є розташованими послідовно одна за одною на єдиному загальному валу. Турбіни, що є багатоступінчастими можуть бути активними, реактивними і змішаного типу. Турбіни змішаного типу поєднують у собі як активні, так і реактивні ступені. З точки зору надійності та економічності не є актуальною ціллію визначати недоліки та переваги одного типу турбін перед іншим. З одного боку активний ступінь здатний спрацювати тепловий перепад в два рази більший, ніж реактивний. Цьому при однакових значеннях початкових і кінцевих параметрів пара багатоступінчаста турбіна, що є активною матиме в два рази менше ступеня, ніж турбіна, що є реактивною. Це дозволяє значно скоротити довжину ротору, а також загальні масово габаритні показники турбіни. Проте довжина активного ступеня активної турбіни дещо більша, аніж реактивної. Взагалі ротори турбін, що є активними, мають меншу масу, завдяки чому маневрена якість активних турбін вища, аніж реактивних. Проте барабанні ротори турбін, що є реактивними, більш прості та технологічні з виготовлення, хоча мають гірші габаритні та масові показники, а також допускають більш повільний прогрів при пуску і меншу надійність за різкою зміною режимів роботи. В турбінах, що є активними, підведення пари здійснюється за сопловим апаратом, що зазвичай є розділеним на декілька груп. В більшості випадків кожна група сопла виготовляється з індивідуальним підведенням пари. Це полегшує регулювання потужності, а також числа обертів турбіни. На відміну від активних реактивні турбіни виготовляються тільки за повним підведенням пари за всім колом, це суттєво впливає на ускладнення процесу регулювання потужності. Саме цьому в реактивних багатоступінчастих турбінах перший ступень є одно або двох вінковим активним регулювальним ступенем з сопловим підведенням пари. За допомогою застосування двох вінкової регулювальної щаблі досягається значний тепловий перепад вже за першим ступенем турбіни. Завдяки цьому становиться можливим зменшення загальної кількості ступенів турбіни і зниження параметрів пари перед

наступними ступенями. За реактивною конструкцією турбін значення тиску пари перед робочими лопатками і за ними є неоднаковими. Внаслідок цього виникає осьова сила, що значно впливає на ротор турбіни та її підшипник. Для зменшення значення цих осьових зусиль призначені думміси, що є спеціальними розвантажувальними пристроями. Вітчизняні парові турбіни великої потужності мають частину підшипників вбудованими у корпуси циліндрів низького тиску задля покращення масових та габаритних показників. Ці корпуси встановлюються до єдиного залізобетонного фундаменту, що є встановленим на основу. Основою зветься підлога електростанції та ґрунт. Зазначена система має назву турбоагрегат-фундамент-основа (ТФО). Однією з важливих практичних задач є визначення характеристик вимушених коливань опор роторів турбіни.

За методологією методу скінчених елементів (МСЕ) основний функціонал (1) можна зазначити у вигляді:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = R, \quad (1)$$

где  $M$  – матриця з загальних інерційних характеристик,  
 $C$  – матриця з загальних характеристик зміни енергетичного стану,  
 $K$  – матриця з загальних характеристик жорсткості,  
 $R$  – зовнішній вплив.

Власні частоти ( $p_j$ ) можна обчислити наступним чином:

$$\det[ K - p_j^2 M ] = 0. \quad (2)$$

Частоти можна знайти за допомогою використання методу Якобі. Для знаходження власних форм коливань можна використати наступне рівняння:

$$[C_D + C(\{S\}) - p_j^2 M(\{S\})]\{V_j\} = 0, \quad (3)$$

Амплітуди вимушених коливань можна знайти за допомогою методу розкладання за власними формами.

Розрахункову модель показано на рис. 1. Скінчено-елементна модель має 27040 вузлів та 23165 скінчених елементів.

Були проведені розрахунки амплітуд вимушених коливань в опорах роторів, що є вбудованими в корпуси циліндрів низького тиску (ЦНТ). На рис. 1 зазначені ЦНТ розташовано в наступному порядку: ЦНТ-4, ЦНТ-3, ЦНТ-1, ЦНТ-2. Побудовано залежність амплітуд коливань від частоти навантаження (амплітудно-частотні характеристики - АЧХ), які наведені нижче. Навантаження було 1 Н в точках розташування опор підшипників. Розглянемо АЧХ вертикальних переміщень у точках на опорах підшипників № 1, 2 (ЦНТ-4); № 3, 4 (ЦНТ-3); № 7,8 (ЦНТ-1) № 9,10 (ЦНТ-2). Вони наведені нижче на рис. 2-5. Так, на робочій частоті 50 Гц:

- для підшипника №1 амплітуда переміщень дорівнює  $6,9 \cdot 10^{-10}$  м/Н;

- для підшипника №2 амплітуда переміщень дорівнює  $3,3 \cdot 10^{-10}$  м / Н;
- для підшипника №3 амплітуда переміщень дорівнює  $6,8 \cdot 10^{-10}$  м / Н;
- для підшипника №4 амплітуда переміщень дорівнює  $3,0 \cdot 10^{-10}$  м / Н;
- для підшипника №7 амплітуда переміщень дорівнює  $2,5$  м / Н;
- для підшипника №8 амплітуда переміщень дорівнює  $4,1 \cdot 10^{-10}$  м / Н;
- для підшипника №9 амплітуда переміщень дорівнює  $4,3 \cdot 10^{-10}$  м / Н;
- для підшипника №10 амплітуда переміщень дорівнює  $3,5 \cdot 10^{-10}$  м / Н.

Також видно, що резонанс у районі 50 Гц визначається глобальною формою коливань системи. Для опори підшипника №3 резонанс знаходиться на робочій частоті 50 Гц.

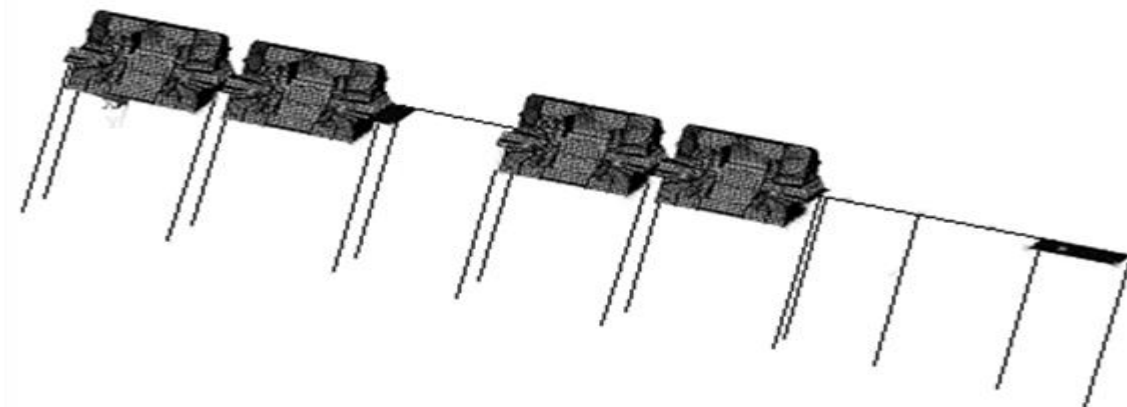


Рисунок 1 - Скінчено-елементна модель

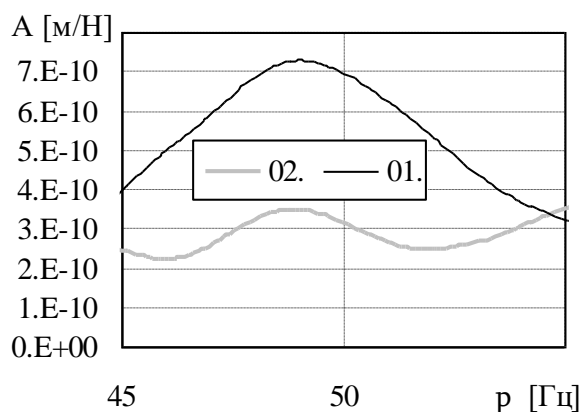


Рисунок 2 - АЧХ вертикальних переміщень для опор підшипників №№ 2,1 ЦНТ-4

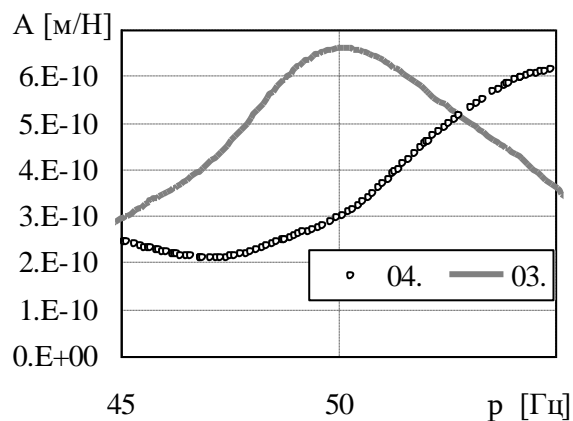


Рисунок 3 - АЧХ вертикальних переміщень для опор підшипників №№ 4,3 ЦНТ-3

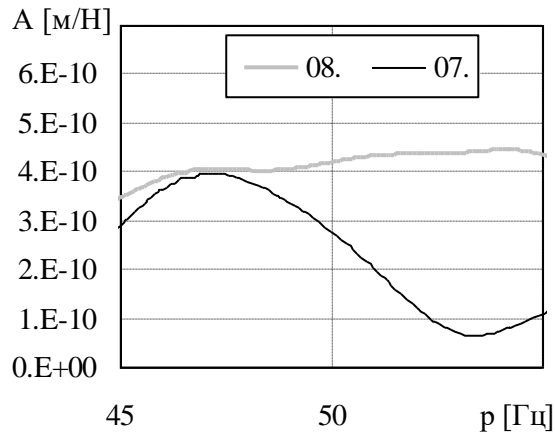


Рисунок 4 - АЧХ вертикальних переміщень для опор підшипників №№ 8,7 ЦНТ-1

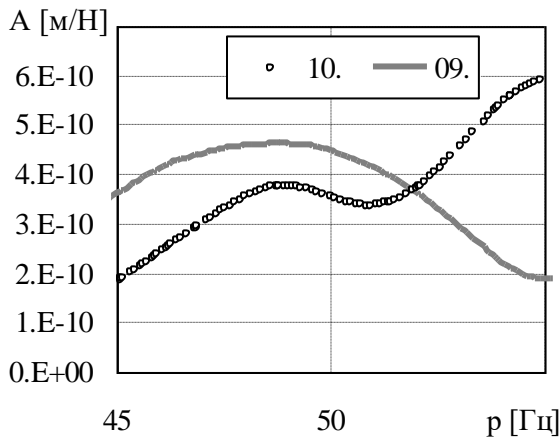


Рисунок 5 - АЧХ вертикальних переміщень для опор підшипників №№ 10,9 ЦНТ-2

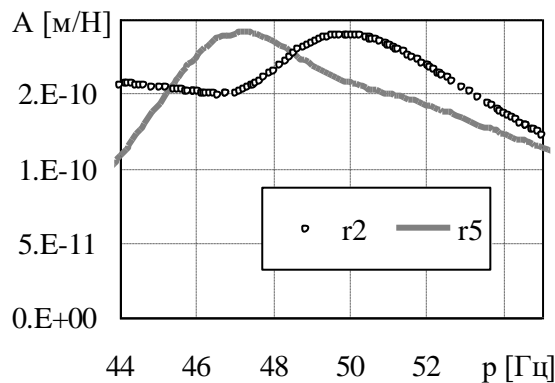


Рисунок 6 - АЧХ вертикальних переміщень у точках на осі ротора ригелів №2 та №5 фундаменту

Побудовано розрахункову модель для системи ТФО. Отримано АЧХ для вагомих точок системи ТФО для діапазону 45 - 55 Гц. Наявність глобального резонансу фундаменту (максимум під підшипниковими опорами № № 2,3 (ЦНТ-3, ЦНТ-4)) при частоті 50Гц визначає підвищений рівень вібрацій зазначених підшипників. Подібна ситуація має місце для підшипникових опор № 8,9,10 (ЦНТ-1, ЦНТ-2) при частоті 47 Гц. Це говорить про те, що місцеве посилення конструкції під підшипниками не призведе до помітного зниження їх вібрацій. Таким чином причина підвищеного рівня вібрації опор підшипників є недостатня жорсткість фундаменту.