modern science: new technologies in engineering, advanced management, efficiency of social institutions [collective monograph], University of Technology and Life Sciences in Bydgoszcz, Poland. 2015. P. 368–379.

4. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. Київ : Наукова думка, 2002. 660 с.

5. Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad. Хмельницький : ХНУ, 2014. 295 с.

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПРУЖНО-ІНЕРЦІЙНИХ І ДИСИПАТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛИВАЛЬНИХ ЧАСТИН РОТОРНИХ СИСТЕМ

Драч І. В.
Хмельницький національний університет, e-mail: cogitare410@gmail.com

Вихідними параметрами для розрахунку власних і вимушених коливань системи бак (платформа) – барабан дослідних установок, які моделюють роторні системи з вертикальною і горизонтальною віссю обертання є:

- маса системи бак (платформа) – барабан і розташування її центра інерції;
- величини головних центральних моментів інерції коливальної системи;
- розташування головних центральних осей інерції системи;
- жорсткості амортизаторів у напрямі головних осей пружності;
- значення коефіцієнтів в'язкого тертя демпферів у напрямку головних осей сталих в'язкого тертя;
- розташування опор підвіски (схема підвіски).

Важливим є знаходження найточніших значень пружно-інерційних характеристик зведених до математичних моделей, в яких описуються коливання розглядуваних дослідних установок. Неточні значення цих характеристик (мас і їх розташування, жорсткостей, моментів інерцій, коефіцієнтів демпфування) при підстановці в найточніші і розгалужені математичні моделі можуть спровокувати неточний результат і скомпрометувати ці розрахункові моделі, методи і програми. Тому до їх визначення треба підходити з особливою сумлінністю і за можливості визначати експериментально на натурних об'єктах в експлуатаційних або близьких до них умовах. У складних випадках доцільно застосовувати методи ідентифікації [1], коли за вихідними параметрами (власними частотами, амплітудами та ін.) відновлюються

оберненим численням значення шуканих первинних чинників. Це саме стосується й окремих вузлів роторної системи, до прикладу, демпферів і пружних елементів. У деяких випадках ці данні для типових конструкцій можуть бути взяті з літературних джерел. При проектуванні роторних машин центр інерції та моменти інерції коливальної системи визначають розрахунком, при випробуванні дослідних зразків – експериментально.

При проектувальних розрахунках коливальну систему і встановлені на ній деталі розбивають на ряд простих фігур, наближено прийнятих однорідними (круговий конус, прямокутний паралелепіпед та ін.), моменти інерції яких легко обчислити, знаючи їх габарити і масу. За цими величинами знаходять розташування центра інерції і величини моментів інерції коливальної системи відносно будь-яких осей координат.

Експериментальне знаходження розташування центра інерції коливальної системи полягає в тому, що визначають послідовно положення центра інерції в трьох ортогональних площинах, розглядаючи досліджувану систему як балку на двох опорах. Для цього вимірюють статичне навантаження, яке сприймалось кожною боковою опорою системи, і складають відповідні рівняння рівноваги для кожної розглядуваної площини.

При визначенні центра і моментів інерції методами ідентифікації коливальна система має бути укомплектованою всіма навісними агрегатами і деталями (у т.ч. автобалансиром без рідини), а барабан має містити імітаційний дисбаланс, збільшений на масу рідини.

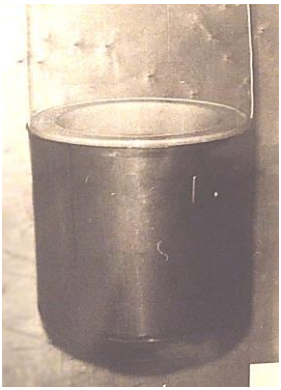
Для ідентифікації моментів інерції окремих вузлів установки застосовувався метод біфілярного підвісу, при якому вимірювався період малих крутильних коливань тіла, підвішеного на двох тросах (див. рис. 1), і метод маятникових коливань [2].

При ідентифікації моментів інерції з використанням методу біфілярного підвісу тіло підвішують на двох тонких нерозтяжних тросах завдовжки L. Бажано, щоб ця довжина перевищувала у 3–5 разів відстань між нитками $2a$. Зі збільшенням висоти підвісу збільшується період коливань і цим знижується відносна помилка виміру. При цьому потрібно прагнути, щоб центр мас тіла лежав на осі підвісу. Якщо цієї умови не дотримано, то з'являються додаткові коливання. Ці коливання не впливають на період коливань навколо вертикальної осі, але впливають на точність спостережень, тобто на абсолютну помилку періоду

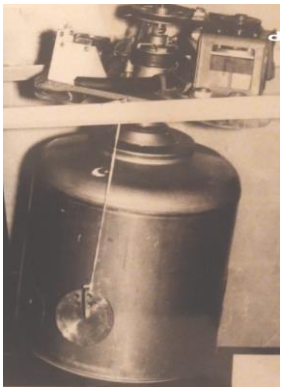
Потім тіло закручується на кут більше 6° і воно починає коливатися. У цьому випадку шуканий момент інерції розраховується за формулою:

$$I = \frac{mg \cdot a^2 \cdot T^2}{4\pi^2 \cdot l}, \quad (1)$$

де m – маса підвішеного тіла; g = 9,81 м/с – прискорення вільного падіння; T - період коливань підвішеного тіла; a – половина відстані між тросами; l – відстань по вертикалі від центра інерції тіла до точок кріплення тросів до стелі.



а



б

Рис. 1. Визначення моментів інерції:
***а*) методом біфілярного підвісу; *б*) методом маятникових коливань**

Точність визначення моментів інерції збільшується при зменшення відстані між тросами і діаметра троса, а також при збільшенні довжини підвісу.

У випадку ідентифікації моменту інерції з використанням метода маятникових коливань [3] момент інерції тіла відносно осі, що проходить через точку підвісу, визначається за формулою:

$$I = \frac{mg \cdot l \cdot T^2}{4\pi^2}, \quad (2)$$

де T – період малих коливань, l – відстань від центра інерції тіла до точки підвісу.

Викладені методи визначення моментів інерції застосовні за умови, що підвішене тіло здійснює малі коливання, оскільки при збільшенні відхилення тіла від середнього положення період коливань збільшується. Практичне використання вказаних методів показало, що

при визначенні моментів інерції тіл кут відхилення його від середнього положення не повинен бути більшим за 15º – 20º.

Жорсткість амортизаторів коливальної системи визначається при статичних навантаженнях. Для цього амортизатор покроково навантажують в напрямку головних осей пружності та вимірюють відповідні деформації. За одержаними значеннями будують графік навантажень і визначають за ним жорсткість амортизаторів.

Жорсткість всієї підвіски коливальної системи визначались за двома методами. За першим – покроково навантажували коливальну систему в трьох напрямках таким чином, щоб лінія дії прикладеного навантаження проходила через центр інерції системи. При кожному кроці навантаження вимірювались деформації в перетині на рівні центра ваги системи. За одержаними значеннями обчислювалися жорсткості підвіски системи у відповідних напрямках.

У тих випадках, коли з таким навантаженням системи виникають труднощі або взагалі є неможливим (коли центр інерції є деякою уявною точкою простору та не лежить на деякій поверхні системи) визначення жорсткості здійснювали ідентифікацією. У цьому випадку записувались вільні коливання системи у відповідному напрямку, а потім шукана жорсткість визначалась за формулою:

$$c = \omega^2 \cdot m, \tag{3}$$

де ω – колова частота власних коливань системи; m – маса системи.

У цьому випадку вся система є одномасовим тілом на пружному підвісі, що має одну ступінь вільності. За такого спрощення цей метод дає менш точні результати, ніж перший, однак у деяких практичних випадках буває найзручнішим і ефективним.

Ступінь демпфування коливань системи бак (платформа) – барабан визначається здатністю демпферів підвіски поглинати енергію на незворотні процеси при коливаннях.

Коефіцієнти в'язкого тертя демпферів, що визначають демпфуючу здатність підвіски ідентифікувались за осцилограмами власних коливань всієї системи бак (платформа) – барабан і (або) окремих амортизаторів з демпферами. За такими осцилограмами визначався логарифмічний декремент затухання коливань:

$$\vartheta = \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{A_i}{A_{i+k}}, \tag{4}$$

де A_i та A_{i+k} – амплітуди згасаючих вільних коливань системи, які відстоять одна від одної на один період коливань.

Далі обчислювався коефіцієнт в'язкого тертя в демпфері (системі) за формулою:

$$h = \frac{m \cdot \omega \cdot \vartheta}{\pi}, \tag{5}$$

де m - маса тіла, що коливається; ω - колова частота вільних коливань системи за відсутності згасань.

За знайденим з виразу (5) значенням коефіцієнта в'язкого тертя h всієї системи визначали значення коефіцієнта в'язкого тертя окремого демпфера h_i за формулою:

$$h_i = \frac{h}{n}, \tag{6}$$

де n - кількість демпферів, приєднаних до заданої коливальної системи.

Обчислені за залежностями (5) і (6) коефіцієнти в'язкого тертя відображають розсіяння енергії при коливаннях як в самих демпферах, так і в елементах конструкції та в стиках з'єднань.

Література

1. Горошко А. В. Методи оцінювання конструкційної міцності і зниження вібрацій механічних систем на основі обернених задач : дис. … д-ра техн. наук : 05.02.09. Львів, 2017. 431 с.

2. Зуєв В. О., Кривошапов С. І., Рабінович Е. Х., Буравцев М. Х., Кашканов В. А. Оцінка запропонованого методу вимірювання моменту інерції частин приводу автомобіля за разгоном та вибігом. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2021. Т. 12. № 2. С. 54–60.

3 Павловський М. А. Теоретична механіка : підручник. Київ : Техніка, 2002. 512 с.

ВІБРАЦІЙНІ МАШИНИ ДЛЯ ЗНЕЗАРАЖУВАННЯ ТА ЗМІНИ СКЛАДУ ВОДНОГО СЕРЕДОВИЩА ГІДРОКАВІТАЦІЄЮ

Гордєєв А. І.[1]*, Старий А. Р.*[2]*, Хмельницький національний університет*
E-mail: [1]*aigordeev54 @ukr.net,* [2]*andriyystayy71@dgmail.com*

При експериментальному дослідженні кавітації в низькочастотних звукових полях було виявлено аналогію з фізико-хімічними ефектами між низькочастотною і ультразвуковою кавітацією. Створено вібраційні машини поршневого та мембранного типу з ексцентриковим