УДК 621.45.027

Вікович І.А., Обшта А.Ф., Бур'ян М.В.
Національний університет «Львівська політехніка», Львів, Україна

ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЬОВАНОГО ШИРОКОЧАСТОТНОГО ПЛАСТИНЧАСТОГО ДИНАМІЧНОГО ГАСНИКА КОЛИВАНЬ НА ЗНИЖЕННЯ ВІБРАЦІЇ РОТОРНОГО НАСОСА

Проведено теоретичні та експериментальні дослідження роторного насоса з регульованим широкочастотним пластинчастим динамічним гасником коливань для зниження вібрації роторного насоса. Для уточненого розрахунку, раціональної та надійної експлуатації роторного насоса розроблено Побудовано теоретичну амплітудно-частотну характеристику і порівняно її із експериментальною осцилограмою коливань основи роторного насоса з регульованим широкочастотним пластинчастим динамічним гасником коливань для виявлення його головних оптимальних параметрів, таких як амплітуда коливань головної конструкції роторного насоса, власні і вимушені частоти коливань та його оптимальну масу для раціонального налаштовування системи насос – широкочастотний пластинчастий динамічний гасник коливань на оптимальні режими функціонування.

Ключові слова: роторний насос, вібрація, динамічний гасник коливань, оптимізація, напруження, міцність, амплітудно-частотна характеристика

Роторні насоси застосовуються в техніці для перекачування різних рідких, в'язких і густих рідин, мастил, палива тощо. Найширше застосовуються: у нафтогазопереробній і паливній; хімічній; машинобудівній; харчовій промисловостях та у сільському господарстві.

Вібрація роторних насосів під час їх експлуатації є доволі поширеною неприємною проблемою, яка часто призводить до виникнення додаткового шуму на довкілля і, головне, зменшує довговічність роботи роторних насосів, а інколи може призводити і до втрати їх працездатності.

Зниження вібрацій роторних насосів досягають шляхом центрування і балансування валів їхніх роторів та віброізоляції шляхом застосування гумових/пружинних підставок тощо, тобто використання звукопоглинальних матеріалів, кожухів, антивібраційних прокладок або кріплень.

Крім таких класичних технічних заходів для зменшення вібрацій роторних насосів, нерідко використовують різноманітні типи гасників вібрації.

Ефективними є динамічні гасники коливань (ДГК), які широко застосовуються для зменшення рівнів вібрації і шуму у кабінах транспортних засобів, вібрації різноманітних обертових машин та для зменшення амплітуд коливань різних щогл кранів, телевізійних веж і висотних споруд тощо.

Отже, зменшення вібрації, пов'язаної з проєктуванням і експлуатацією сучасних високотехнологічних машин, є важливою й актуальною проблемою.

Загальновідомо, що зменшення вібрації в одномасових механічних системах під час дії гармонійного збурення [1] за допомогою ДГК належить, зазвичай, до класичних задач. Розгляд методів розрахунку деяких механічних систем із ДГК були розглянуті у працях [2, 3]. Переважно на практиці застосування різних типів ДГК доволі часто опираються на недостатньо обґрунтовані математичні моделі складних конструкцій і неефективному проєктуванні конструкцій із ДГК. При цьому не враховують пружні та демпфувальні властивості головної конструкції різних обертових машин, пружні властивості вузлів приєднання ДГК до головної конструкції таких машин, а також характеристики їхніх з'єднувальних елементів, які можуть істотно впливати на вібрацію таких машин.

Нами застосовано метод динамічної конденсації, який найголовніше полягає у зменшенні порядку вирішуючої системи рівнянь динамічної рівноваги конструкцій обертових машин на основі апріорного врахування формозміни елементів цих конструкцій [4, 5].

Метою дослідження є визначення динамічних характеристик регульованого широкочастотного пластинчастого динамічного гасника коливань та знаходження їхніх оптимальних параметрів для зниження вібрації роторного насоса у процесі його експлуатації. Для вирішення поставленої задачі дослідження використовувались: математичне моделювання, яке полягало у розробленні динамічної і математичної моделі регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК, що описувалась системою нелінійних диференціальних рівнянь, які відтак були розв'язані

числовим методом за допомогою розробленої комп'ютерної програми. Для знаходження оптимальних параметрів регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК застосовано метод генетичної опти мінімізації. Адекватність аналітичних досліджень підтверджена порівнянням результатів чисельного розрахунку із результатами експериментальних досліджень і добрим збігом цих результатів.

Для уточненого розрахунку раціональної та надійної експлуатації пожежного роторного насоса розроблено теоретичну модель механічної коливальної системи насос – ДГК і визначено конкретні параметри такої механічної системи. Для цього було проведено також ряд оригінальних експериментальних досліджень роторного насоса з регульованим широкочастотним ДГК, які дали змогу ідентифікувати необхідну кількість параметрів і визначити їхні конкретні значення. Деякі параметри цієї моделі задавались апріорі, зокрема маси, геометричні розміри, місця кріплення додаткових мас та в'язкопружні властивості цього ДГК. Для визначення пружних і демпфувальних параметрів моделі роторного насоса з регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК необхідно було провести додаткові дослідження.

Відповідно до розробленої розрахункової схеми регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК роторного насоса визначено низку параметрів цієї моделі, які відображають властивості пластинчастого такого ДГК і насоса на фундаменті.

На рис. 1 показано принципову схему загального вигляду регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК роторного насоса та його динамічну модель [4].

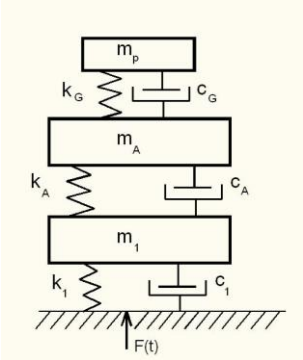


Рис. 1. Розрахункова схема динамічної моделі роторного насоса з ДГК

На динамічній моделі регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК роторного насоса позначено: m_1 – маса насоса, m_A – маса ДГК, m_P – зведена маса металевих кульок у контейнері ДГК; k_1, k_A, k_P і c_1, c_A, c_P – відповідно коефіцієнти жорсткості і демпфування основи роторного насоса, пружного пластинчастого елемента ДГК та металевих кульок.

Розрахункова модель роторного насоса із регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК, згідно рис. 1, описувалась системою нелінійних диференціальних рівнянь:

$$m_1 \ddot{w}_0 + (c_1 + c_A)\dot{w}_0 + (k_1 + k_A)w_0 - c_A \dot{w}_A - k_A w_A = F_t, \quad (1)$$

$$m_A \ddot{w}_A + c_A \dot{w}_A + k_A w_A - k_A w_0 - c_A \dot{w}_0 - k_A w_0 - k_G(x)(w_P - w_A) - c_G(x)(\dot{w}_P - \dot{w}_A) = 0, \quad (2)$$

$$m_P \ddot{w}_P + k_G(x)(w_P - w_A) + c_G(x)(\dot{w}_P - \dot{w}_A) = 0, \quad |w_P - w_A - D| > 0 \quad (3)$$

$$|w_P - w_A - D| < 0 \quad (i=1,2) \quad (4)$$

де m_1, m_A та m_p - маси, відповідно: головної конструкції пожежного роторного насоса, ДГК та еквівалентна маса металевих кульок у контейнері; k_1, k_A – відповідні жорсткості головної конструкції пожежного роторного насоса та ДГК; c_1, c_A – коефіцієнти в'язкого демпфування відповідно головної конструкції пожежного роторного насоса та ДГК; w_0, w_A, w_P – переміщення відповідно головної конструкції пожежного роторного насоса (основи контейнера), ДГК та маси наповнення кульок контейнера; Ft – гармонічне збурення головної конструкції роторного насоса.

Диференціальні рівняння динамічної рівноваги для сукупної маси m_p (маса металевих кульок у контейнері регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК) та еквівалентної маси цих кульок

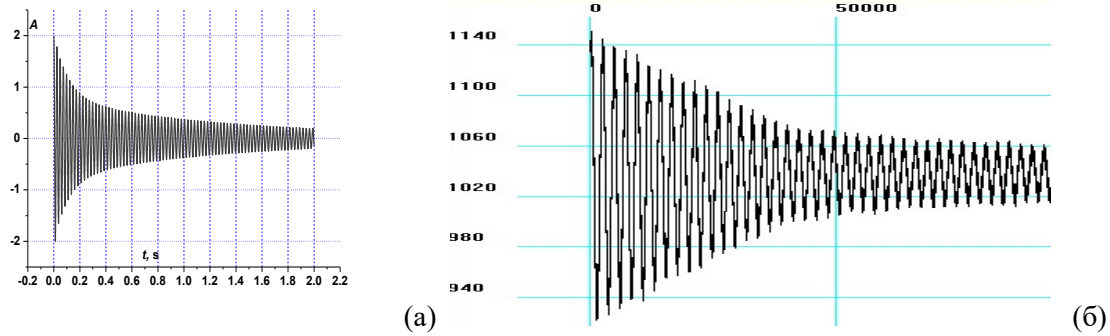
під час функціонування роторного насоса представлено у вигляді рівнянь (3 – 4), де m_P – загальна зведена маса кульок у контейнері (2); c_P – коефіцієнти в'язкого демпфування металевих кульок у контейнері; k_G – жорсткість в'язко-пружних обмежувальних «бар'єрів» контейнера; c_G – коефіцієнт в'язкого демпфування обмежувальних «бар'єрів» контейнера; w_P – переміщення еквівалентної маси кульок у контейнері; w_A – переміщення основи контейнера, D – вільний простір між металевими кульками і кришкою контейнера.

Для числового розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь (1) застосовано метод Гіра з подвійною точністю. Для покращення точності і швидкодії отримання числового розв'язання системи рівнянь (1), пружні та демпфувальні характеристики обмежувальних «бар'єрів» контейнера ДГК згладжено за допомогою функції Больцмана.

Для визначення параметрів і характеристик регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК, відповідно до розрахункової схеми (рис. 1), було здійснено параметричний аналіз властивостей цього пластинчастого ДГК.

Досліджено вплив демпфування роторного насоса із пружним регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК і пружно-демпфуючих властивостей регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК, заснованого на розрахунку монотонного зменшення амплітуди коливань під час початкового кінематичного збурення, і встановлено, що на початку процесу кінематичного збурення ДГК амплітуда коливань самого ДГК роторного насоса різко зменшується. Це зумовлено значним розсіянням енергії під час взаємодії металевих рухомих кульок у контейнері з його стінками. Відтак, при зменшенні амплітуди коливань рухомого контейнера ДГК з металевими кульками, коли пришвидшення коливань контейнера стає меншим за гравітаційне, кульки спадають на дно контейнера і тоді вони функціонують тільки як додаткова маса та не створюють ефекту внутрішнього міжкулькового тертя.

На рис. 2а показано теоретичну форму коливань основи роторного насоса із регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК під час кінематичного збурення, а на рис. 2б – експериментальну осцилограму коливань роторного насоса із регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК за наявності наповнення його металевими кульками у його контейнері [4].



(а) (б)

Рис. 2. Теоретична форма коливань основи роторного насоса із регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК під час кінематичного збурення (3а) і експериментальна осцилограма роторного насоса із регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК (б)

У процесі експерименту задавались конкретні значення параметрів c_P, k_G, c_G тощо у рівнянні ударної маси, щоб досягнути максимального збігання теоретичних і експериментальних результатів досліджень. Разом з цим досліджувати повну систему нелінійних диференціальних рівнянь (1 – 4) доволі складно, особливо у широкому частотному спектрі. Тому для числового розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь (1 – 4), на основі експериментальних результатів досліджень значення коефіцієнтів в'язкого демпфування ДГК були підібрані такими: $c_A = 0.0001$ для наповненого контейнера і $c_A = 0.00033$ для порожнього контейнера.

На основі проведених теоретичних і теоретико-експериментальних досліджень було визначено оптимальні параметри для регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК роторного насоса. На рис. 3 наведені експериментальні віброграми головної конструкції роторного насоса з регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК з робочими частотами, близькими до частоти $f_R \approx 50 Гц$. Експериментально виміряні відхилення від робочої частоти $f_R \approx 50 Гц$ пожежного роторного насоса з регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК були в межах 0,1 – 0,15 %. Застосовано такий алгоритм експерименту: головна маса m_A регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК переміщалася по пластині з фіксованим кроком 1 см. Під час кінематичного збурення вимірювалася власна частота коливань регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК пожежного роторного насоса. Потім проводились вимірювання безпосередньо при включеному у роботу пожежного роторного насоса з масою ДГК 1,881 кг.

Як бачимо з віброграми, що на частоті, яка близька до теоретично оптимальної (рис. 3 в), амплітуда коливань основи головної конструкції пожежного роторного насоса з пластинчастим ДГК зменшується на порядок.

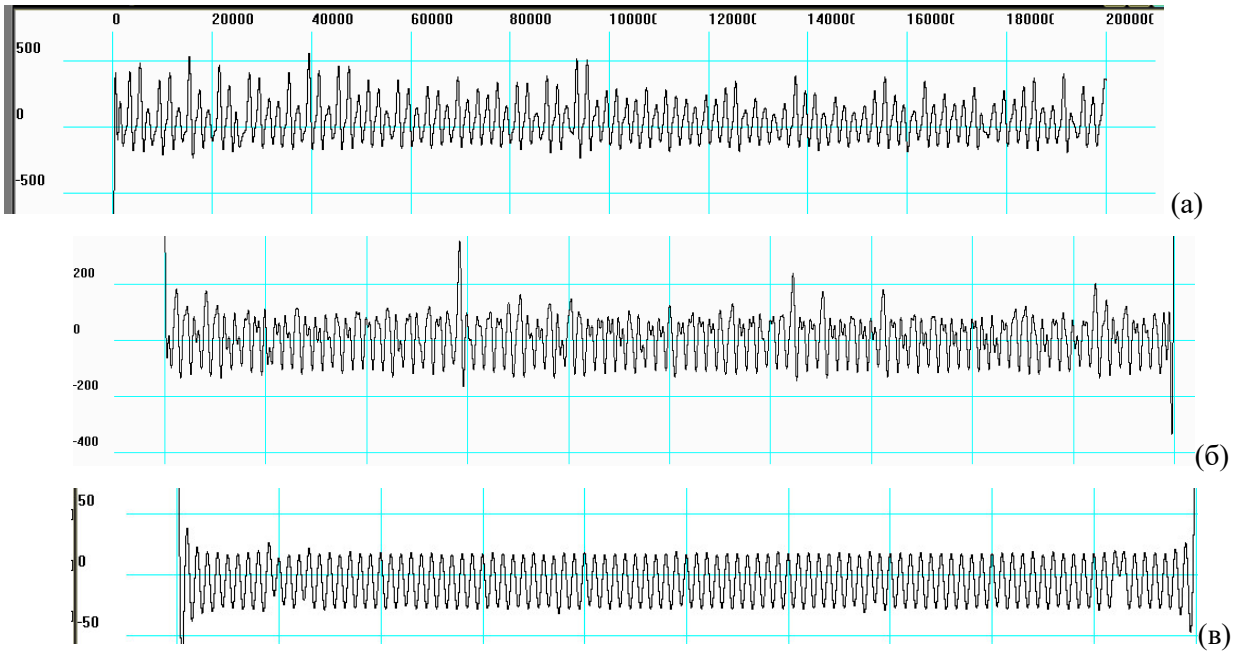


Рис. 3. Експериментальні віброграми коливань основи головної конструкції пожежного роторного насоса з пластинчастим ДГК за різних власних частот ДГК: *а* – $f_A = 46 Гц$; *б* – $f_A = 46.5 Гц$; *в* – $f_A = 47 Гц$

Отже, враховуючи відповідні характеристики конструкції пожежного роторного насоса з пластинчастим ДГК і порівняно достатні обсяги числового експерименту, можна підібрати оптимальні характеристики ДГК для зниження вібрації конструкції загалом. Для переважної більшості малопотужних різних типів насосів пожежних установок домінуючим чинником є вібропоглинання у зоні робочої частоти. АЧХ оптимального за конструкцією пластинчастого ДГК пожежного роторного насоса у такому разі буде значно відхилятися вліво (рис. 3 б) від робочої частоти головної конструкції (коливальної системи електродвигун – насос), яка практично загалом є 50 Гц.

Одними із найважливіших критеріїв проєктування ДГК є його міцність та компактність. Міцність складних конструкцій визначається переважно міцністю їхніх з'єднань. Крім цього, з'єднання часто є концентраторами напружень. У разі пластинчастого ДГК, у вигляді маси на консолі, максимальних напружень, як відомо, слід очікувати у затисненні консольної балки-пластини (пружного елемента пластинчастого ДГК).

Якщо жорсткісні параметри конструкції пожежного роторного насоса з пластинчастим ДГК впливають доволі істотно на його вібраційні процеси, то демпфуючі параметри значно менше впливають. Разом із тим слід очікувати значного впливу демпфуючих властивостей роторного насоса

з регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК на максимальну амплітуду його коливань, а отже, на його міцність.

Максимальне напруження у пружному пластинчастому елементі ДГК повинно бути меншим за допустиме багатоциклове напруження.

$$\sigma_{MAX} < [\sigma]^{-1}, \qquad (5)$$

Зокрема для ресорної сталі 65Г, з якої доцільно виготовляти пружні пластинчасті елементи ДГК, приблизно дорівнює 240 МПа. Усі геометричні параметри пружинних пластинчастих ДГК регулюються частотними характеристиками і відповідними конструктивними вимогами. Причому єдиним незалежним регульованим параметром регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК роторного насоса є амплітуда коливань A його маси. На рис. 4а показані АЧХ при малому (оптимізованому) демпфуванні ДГК та порівняно більшому демпфуванні. На рис. 4б показані відповідні АЧХ пожежного роторного насоса (базису) з пластинчастим ДГК.



(а) (б)

Рис. 4. АЧХ головної конструкції роторного насоса з регульованим широкочастотним пластинчастим ДГК за різного демпфування (а) та АЧХ ДГК для цих значень демпфування

Запропоновано сукупний алгоритм оптимізації роторний насос – регульований широкочастотний пластинчастий ДГК, який включає:

1. Теоретико-експериментальне визначення найважливіших параметрів головної конструкції роторного насоса і регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК.
2. Плавну зміну частоти коливань регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК, у деякому заданому, теоретично визначеному діапазоні частот.
3. Підбір, серед отриманих віброграм, раціональних (оптимальних) значень усіх найважливіших конструктивних параметрів регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК.

Отже, визначено динамічні та конструктивні параметри регульованого широкочастотного пластинчастого ДГК, що дає змогу раціонально налаштовувати систему роторний насос – регульований широкочастотний пластинчастий ДГК на оптимальні режими їх функціонування, уникати резонансних режимів і підвищити довговічність та надійність функціонування конструкції роторного насоса загалом.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Den Hartog, J. P. (1956), Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.
2. Тимошенко С.П.Статические и динамические проблемы теории упругости. – Киев: Наукова думка, 1975.
3. Timoshenko S.P. Advanced Dynamics, with D. H. Young, McGraw-Hill Book Company, 1948.
4. Вікович, Б.М. Дівеєв, А.П. Зінковський, Розрахунково-експериментальне визначення динамічних характеристик роторного насоса з пластинчастим динамічним гасником коливань/Міжнар. Наук.-техн. журнал Проблеми міцності.- К.: Інститут проблем міцності ім. Г.С.Писаренка НАН України, 2022. DOI 10.1007/s11223-022-00434-y, Strength of Materials, Vol. 54, No. 4, July, 2022.
5. Вікович І.А., Дівеєв Б.М., Дубневич О.М., Яворський Я.П. Дослідження процесу зрівноваження ротора за допомогою вібраційних демпферів із застосуванням програми SOLID WORKS і модуля MOTION//Вісн. НУ “Львівська політехніка”.–2007.–№583.– С. 35-43.

ВІКОВИЧ Ігор Андрійович, доктор технічних наук, професор кафедри транспортних технологій, Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: wikovigor@gmail.com.ua https://ORCID ID: 0000-0003-0281-158X

ОБШТА Анатолій Феліксович, доктор технічних наук, професор кафедри захисту інформації, Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: obshta2002@gmail.com.ua https:// ORCID ID: 0000-0001-5151-312X

БУР'ЯН Михайло Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри проєктування машин та автомобільного інжинірингу, Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: mykhailo.v.burian@lpnu.ua https:// ORCID ID: 0000-0003-2859-3461