

В.П. ТКАЧУК, І.В. ДРАЧ  
Хмельницький національний університет

## ЗНИЖЕННЯ ВІБРАЦІЙ ЦЕНТРИФУГ ЦУКРОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

*У статті викладено матеріали, які висвітлюють принцип роботи центрифуг для розділення утфелю на цукрових заводах та шляхи підвищення надійності і якості їх роботи. Зокрема розглянуто причини виникнення підвищених вібрацій центрифуг внаслідок незрівноваженості під час їх роботи. Запропоновано шляхи зниження вібрацій за рахунок застосування автобалансуючих пристроїв та наведено результати експериментальних досліджень на дослідному стенді.*

*Ключові слова: ротор, дисбаланс, автоматичне балансування (самобалансивання), автобалансуючий пристрій (АБП), центрифуга.*

V.P. TKACHUK, I.V. DRACH  
Khmelnyskyi National University

## REDUCED VIBRATION OF CENTRIFUGES FOR THE SUGAR INDUSTRY

*Materials that describe operation concept of centrifuges for separation of massecuite strike on sugar refineries and methods of increasing reliability and performance quality of their operation are revealed in the article. Reasons of origin of centrifuge vibrations as a result of non-equilibrium during their operation are envisaged among other factors. Methods of vibration decreasing as a result of applying auto-balancing devices are offered and results of experimental researches on research stand are summarized.*

*Key words: rotor, imbalance, automatic balancing (self-balancing), auto balancing device (ABP), centrifuge.*

Виробництво цукру-піску складається з наступних операцій: подача буряка на завод і очистка його від домішок (землі, піску, залишків бурячиння), різка коренів в стружку і одержання дифузного соку (бурякопереробне відділення); очищення від нецукрів за допомогою вапна з наступним доочищенням діоксидом вуглецю, згущення соку випаровуванням до густини сиропу (сокоочисне відділення); виділення сахарози з сиропу шляхом кристалізації, відокремлення цукру-піску від міжкристального розчину, сушка і пакування його в тару [1]. Продукт, після уварювання сиропу, називають утфелем. Одержаний утфель розділяють у швидкісних центрифугах на товарний цукор-пісок і міжкристальний розчин (відтік), який знецукрюють на наступних етапах кристалізації.

Темп центрифугування повинен забезпечувати звільнення утфелемішалки до часу вивантаження утфелю з наступного вакуум-апарату. При цьому необхідно звертати увагу на відповідність фактичного часу циклу центрифугування тому, який зазначено в інструкції по експлуатації центрифуги. Якщо час одного повного циклу виявиться більшим, збільшується витрата електроенергії і передчасно може вийти з ладу електродвигун центрифуги. Це спостерігається при переході з автоматичного на ручне керування, а також і при скороченні циклу, коли утфель має великі кристали і низьку в'язкість міжкристального розчину. Для нормальної експлуатації автоматизованих центрифуг необхідно підтримувати вміст кристалів цукру в утфелі у межах 50–55% і в'язкість, що забезпечує рівномірний його розподіл по висоті ротора так, щоб час завантаження складав 15–25 с.

Центрифуги використовують для розділення рідких неоднорідних сумішей (суспензій та емульсій) на складові елементи. Процес розділення в них відбувається в полі відцентрових сил з використанням суцільних або перфорованих перегородок. Перегородки виготовляються у вигляді циліндричних, конічних або комбінованих циліндрично-конічних роторів, які обертаються з великими частотами.

Суцільні стінки найчастіше виконуються у відстійних центрифугах. В них розділення суспензій та емульсій відбувається за принципом осадження (відстоювання), тобто дія сили тяжіння замінена дією відцентрової сили.

У фільтруючих центрифугах стінки роторів перфоровані і лише в окремих конструкціях – суцільні. В останніх відвід рідкої фази відбувається через отвори в верхньому та нижньому бортових кільцях. Процес розділення суспензій в таких центрифугах ведеться за принципом фільтрування рідкої фази через шар твердих частинок під дією відцентрової сили, величина якої залежить від прискорення відцентрового поля, створюваного ротором.

Зупинимося докладніше на кресленні центрифуги ФПС, які широко поширені в цукровій промисловості українських виробництв, див. рис. 1. Подача суспензії на розподільний диск сприяє рівномірному завантаженню ротора. Форма ротора циліндрично-конічна, його нижній край з'єднаний декількома ребрами з упорною втулкою на валу. Розвантажувальні отвори між ребрами під час фільтрування і промивання осаду закриті підйомним конусом. Після віджимання осаду конус піднімається, швидкість обертання знижується і осад сповзає в бункер. Необхідна швидкість ротора під час саморозвантаження залежить від кута  $\beta$  між віссю ротора і твірною його конічної частини, а також коефіцієнта  $f$  тертя осаду об стінки. Частка масою  $m$  буде рухатися вздовж твірної контури, якщо різниця між складовими сили тяжіння і відцентрової сили  $m \cdot g \cdot \cos \beta - m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \beta$  перевищить силу тертя

$$f \cdot (m \cdot g \cdot \sin \beta + m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \cos \beta) \text{ отже } \omega < \sqrt{\frac{g \cdot (1 - f \cdot \operatorname{tg} \beta)}{R \cdot (f + \operatorname{tg} \beta)}}, \text{ а умова саморозвантаження при } \omega = 0:$$

$$f < \frac{1}{\operatorname{tg} \beta}.$$

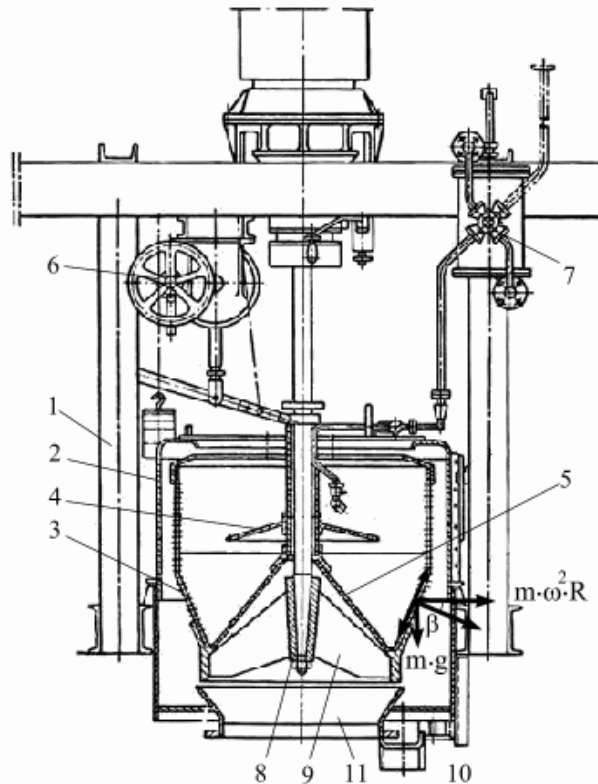


Рис. 1. Центрифуга ФПС

1 – корпус, 2 – кожух, 3 – ротор, 4 – розподільний диск, 5 – підйомний корпус, 6 – механізм піднімання, 7 – колектор, 8 – упорна втулка, 9 – ребро жорсткості, 10, 11 – вивантаження меляси та цукру

В інженерній практиці для характеристики роздільних можливостей центрифуг використовують не величину прискорення відцентрового поля, а його відношення до прискорення сили тяжіння. Це відношення називають фактором розділення:

$$F_r = \omega^2 R / g, \tag{1}$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання ротора, рад/с.

$$\omega = \frac{\pi n}{30};$$

$n$  – число обертів ротора за хвилину;

$R$  – радіус ротора, м;

$g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>.

Слід відзначити, що величина фактора розділення у періодично працюючих центрифугах неоднакова протягом усього циклу. Вона мінімальна під час розгону і досягає максимуму при центрифугуванні.

Нерівномірний розподіл утфелю внаслідок його низької або підвищеної в'язкості по висоті ротора викликає вібрацію центрифуги під час завантаження або при розгоні ротора і, як наслідок, суттєво підвищується рівень шуму.

На практиці обслуговуючий персонал центрифуг часто відчуває негативну дію шуму і вібрацій. Вплив вібрацій не тільки негативно позначається на здоров'ї, погіршує самопочуття, знижує продуктивність праці, але іноді призводить до професійних захворювань, зокрема, віброхвороби. За даними Всесвітньої організації охорони здоров'я підвищені рівні вібрації і шуму є основними факторами у виникненні серцево-судинних захворювань працівників.

Методи зменшення шкідливих вібрацій від працюючого обладнання можна поділити на дві основні групи:

1) засновані на зменшенні інтенсивності збуджуючих сил в джерелі їх виникнення;

2) ослаблення вібрації на шляху їх розповсюдження через опорні зв'язки від джерела до інших машин і будівельних конструкцій (вібродемпфування).

В інженерній практиці часто доводиться розробляти заходи щодо зменшення вібрацій на шляху її поширення від джерела вібрації. Ефективним способом боротьби зі шкідливою вібрацією є пасивна віброізоляція в поєднанні з застосуванням віброгасильних опор. З їх допомогою досягається зменшення передачі динамічної сили від машини до основи, а також зменшення вібрацій, що передаються від основи до робочих місць шляхом розміщення між ними пружних елементів (віброізоляторів або амортизаторів). Встановлення машин на пружні опори практично не знижує вібрації самої машини, але зменшує передачу вібрацій на підтримуючу конструкцію і, отже, зменшує вібрацію робочих місць. Також застосовується активна віброізоляція. Для її активізації використовується додаткове джерело енергії.

Віброізолятори виконують зі сталевих пружин, гуми та інших матеріалів. Застосовують також комбіновані гумометалеві і пружинно-гумові віброізолятори, пневморезинові амортизатори, в яких використовують пружні властивості стиснутого повітря.

Зменшити коливання, що передаються на робочі місця і будівельні конструкції можна шляхом їх встановлення на масивні віброізольовані основи.

Конструктивно віброізольовані основи виконують у вигляді залізобетонної плити, по периметру якої розміщують акустичний шов, що заповнюється легкими матеріалами та призначений для запобігання безпосередньої передачі коливань від фундаменту до будівельних конструкцій.

Практика роботи щодо зниження вібрацій роторів із вертикальною віссю обертання при умовах змінного дисбалансу під час роботи показує, що ефективним способом зниження вібрацій є автоматичне балансування за допомогою порожнистої камери, частково заповненої твердими і рідкими робочими тілами [2, 3].

Ідея автобалансування центрифуг цукрової промисловості не є новою. За наявними матеріалами перший АБП – кільцевий (рис. 2) запропонований німецьким інженером Альбертом Феска (Albert Fesca) з Берліна 26 березня 1872 р., коли він отримав патент США № 125036 на кільцевий АБП, призначений для зрівноваження вертикально розташованого барабана машини з осушення цукру. Патент був перевиданий як patent US №7,455 Reissued, 2 Jan. 1877 (в деяких оглядах історії балансувальної техніки це перевидання помилково розглядається як первинний патент, а дата 02.01.1877 р, як початок історії пасивної автобалансувальної техніки). А. Феска запропонував всередині барабана одягнути на його вал два і більше кільця, більшого внутрішнього діаметра, ніж діаметр валу.

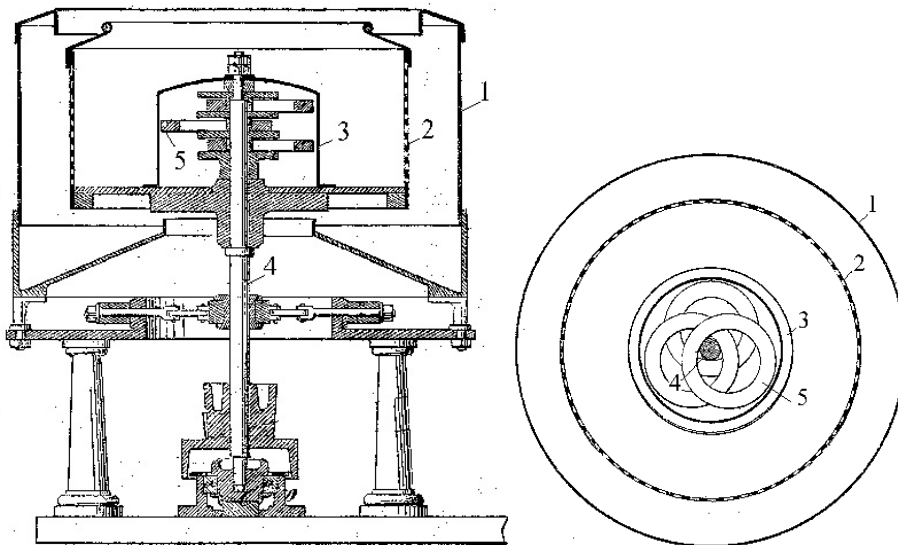
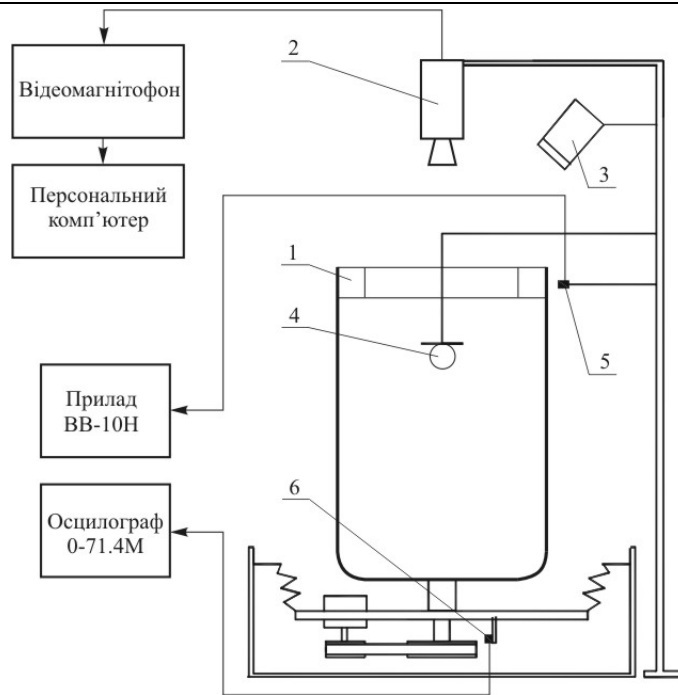


Рис. 2. Кільцевий АБП А.Феска (в 1872 р):  
1 – машина для осушення цукру; 2 – барабан; 3 – АБП; 4 – вал; 5 – кільце

Аналіз літературних джерел показав, що теорія автоматичного балансування описана в багатьох роботах вітчизняних і зарубіжних авторів. У всіх роботах стверджується, що необхідною умовою зниження вібрацій за допомогою АБП є обертання ротора з частотою, що перевищує першу критичну (резонансну). Виходячи з цього конструкції сучасних АБП мають додаткові пристрої, які дозволяють робочим тілам включатися в роботу тільки на зарезонансних частотах обертання ротора. Це значно ускладнює конструкцію АБП і не дає можливості до їх широкого застосування.

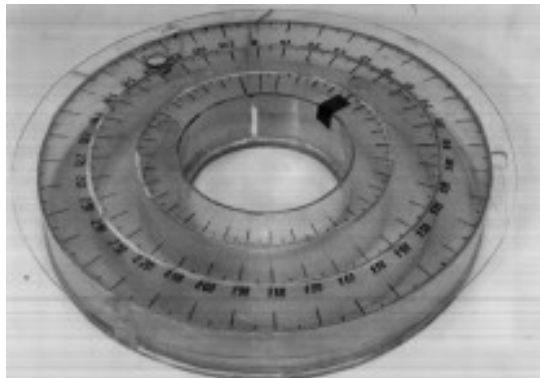
Тим часом авторами на практиці було встановлено, що АБП можуть знижувати вібрації як на зарезонансних частотах, так і на дорезонансних, і на самому резонансі [4]. Експериментальні дослідження можливості ефективного автобалансування центрифуг пасивними балансирами було виконано на експериментальному стенді рис. 3 з установкою, вертикальний вал якої є жорстким і корпус жорстко закріплений з основою. Ротор установки з'єднаний із корпусом через систему пружин і може вільно виконувати прецесійний рух. Така конструкція є аналогічною конструкції ротора центрифуги.



**Рис. 3. Схема стенда для дослідження поведінки робочих тіл в АБП:  
1 – макет АБП; 2 – відеокамера; 3 – стробоскоп; 4 – лампа розжарювання;  
5 – індуктивний датчик; 6 – відмітник обертів**

Для дослідження поведінки рідини в автобалансируючому пристрої в докритичній та закритичній зонах обертання ротора розроблено та виготовлено макет АБП із оптично-прозорого матеріалу, який дозволяє візуально або за допомогою сучасних засобів відеозйомки прослідкувати роботу АБП на всіх режимах експлуатації.

АБП є кільцем із зовнішнім діаметром  $\varnothing 400$  мм, двома концентричними перегородками діаметрами  $\varnothing 300$  і  $\varnothing 200$  мм, що утворюють три концентричні камери для розташування в них робочих тіл. Загальний вид розробленого макета АБП наведений на рис. 4.



**Рис. 4. Макет АБП**

Усі три камери герметично ізолювані одна від одної, що дозволяє визначити залежність процесу автобалансування від геометричних розмірів камери.

Для проведення експериментальних досліджень роботи рідинних АБП запропоновано метод швидкісної відеозйомки руху робочих тіл за допомогою сучасної комп'ютерної та відеотехніки.

Дослідження поведінки робочих тіл в АБП проводилося на спеціально розробленому стенді, що містить таку апаратуру:

- відеокамера Panasonic 9000;
- відеомагнітофон Panasonic NC-NC 1000;
- персональний комп'ютер такої конфігурації: процесор – Celeron 2000 МГц, материнська плата – ASUS P4S533, ОЗП – 512 Мб, відеокарта – ATI Radeon 9000 (64 Мб), вінчестер – WD80BB (80 Гб), звукова карта – ESS 1938 (16 Bit, PCI) сумісна з Sound Blaster, TV Tuner – FlyTV Prime34 FM;
- шлейфовий осцилограф Н071.4;
- стробоскоп СШ-1;
- вимірювач переміщень ВВ-10Н;

- індуктивний датчик переміщень;
- індукційний датчик (відмітник обертів).

Блок-схема підключення апаратури наведена на рис. 3.

При проведенні попередніх досліджень, оперативного контролю за положенням робочих тіл в АБП використовувався стробоскоп СШ-1, засинхронізований із сигналом відмітника обертів ротора.

Відеокамера розміщувалась вертикально над АБП по осі обертання ротора. Відеозапис процесу балансування здійснювався синхронно з записом вібрацій ротора.

Обробка результатів проводилася шляхом зіставлення відеозаписів із записами на осцилографічній стрічці, що дало можливість визначити розташування резонансної області на відеозаписах, а також значення частоти обертання для оброблюваних відеокадрів.

Методика проведення досліджень за допомогою швидкісної відеозйомки роботи АБП на вертикальному роторі містить три етапи: підготовчий, дослідження перехідних режимів, дослідження стаціонарних і квазістаціонарних режимів.

1. Підготовчий етап включає:

- балансування ротора з АБП при відсутності робочих тіл у ньому;
- підбір величини і місця розташування штучного дисбалансу ротора;
- визначення оптимального обсягу робочої рідини в АБП;
- визначення оптимального освітлення АБП;
- визначення необхідної швидкості руху магнітної відеострічки;
- визначення оптимального положення відеокамери (вибір кута зору і відстані до АБП);
- пробні запуски всієї системи для узгодження взаємодії її окремих ланок.

Балансування ротора з макетом АБП при відсутності робочих тіл у ньому проводилося методом обходу пробним вантажами на робочій частоті обертання ротора.

Значення штучного дисбалансу ротора визначали на його робочих частотах обертання у такий спосіб: поступово збільшували масу штучного дисбалансу кроком у 30 г від запуску до запуску і вимірювали рівень вібрацій ротора.

Критичним максимальним значенням маси дисбалансу вважалося те, при якому амплітуда вібрацій досягала 40 мм (вищі значення в даній конструкції установки приводять до ударів рухливих елементів по корпусу) або коли електродвигун не в змозі збільшувати обороти при переході через резонанс системи і ротор "зависає" на критичній частоті обертання.

Знайдене за цими критеріями значення маси дисбалансу, зменшене на 30 г (величина одного кроку) і яке складає  $m = 150$  г, було прийняте за вихідне значення для подальших досліджень.

Для проведення відеозйомки критерієм оптимальності об'єму робочої рідини в АБП було прийнято проглядуваність процесу автоматичного балансування на всіх обертах ротора, тобто, коли чітко проглядалося у світлі стробоскопа і на відеострічці положення робочої рідини стосовно місця розташування штучного дисбалансу. Визначення таких значень об'єму проводилося експериментально.

У результаті таких досліджень одержані обсяги рідини (підфарбованої прісної води), що склали 400 мл, 300 мл і 250 мл для зовнішньої, середньої і внутрішньої камер АБП відповідно.

Особливістю перехідних режимів обертання ротора з АБП (розгін, вибіг) є наявність кутового прискорення, що може впливати на рух (положення) робочих тіл.

Для дослідження руху робочих тіл при наявності кутового прискорення запропонована й експериментально випробувана така методика:

- на роторі встановлюється необхідний дисбаланс, в АБП заливається рідина;
- до електродвигуна привода ротора поступово підводиться електричний струм і фіксується мінімальне значення напруги  $U_0$ , при якому починається рух ротора;
- на електродвигун привода подається максимальна напруга, завдяки якій ротор розкручується до заданої номінальної частоти обертання і фіксується значення  $U_{ном}$ ;
- до електродвигуна привода підводиться мінімальна напруга  $U_0$  і стрибком змінюється її значення до  $U_{ном}$ , при цьому фіксується час  $t_0$  виходу ротора на робочі частоти обертання, що відповідає максимальному кутовому прискоренню  $\varepsilon_{max}$ ;
- за наближеною формулою обчислюється час, необхідний для зміни напруги від  $U_0$  до  $U_{ном}$ , що підводиться до приводного електродвигуна:

$$t_i = \frac{\varepsilon_{max}}{\varepsilon_i} \cdot t_0 \quad (2)$$

де  $t_i$  – інтервал часу зміни напруги від  $U_0$  до  $U_{ном}$ ;  $\varepsilon_i$  – необхідне значення кутового прискорення ротора в  $i$ -му експерименті.

– синхронно з ротором і віброапаратурою запускається відеокамера і записується рух робочих тіл в АБП під час запуску при заданому кутовому прискоренні  $\varepsilon_i$  з витримкою на робочій частоті обертання протягом 10–15 с.

Резонансна швидкість обертання ротора складає  $\omega_p = 56,5 - 63$  рад/с (540–600 об/хв.). Для вивчення поведінки робочих тіл в АБП на дорезонансних, резонансних і зарезонансних частотах обертання ротора, останньому задавалася кутова швидкість  $0,5 \omega_p$  і  $0,75 \omega_p$  (дорезонансна зона),  $\omega_p$  (резонансна зона),  $1,5 \omega_p$

(зарезонансна зона).

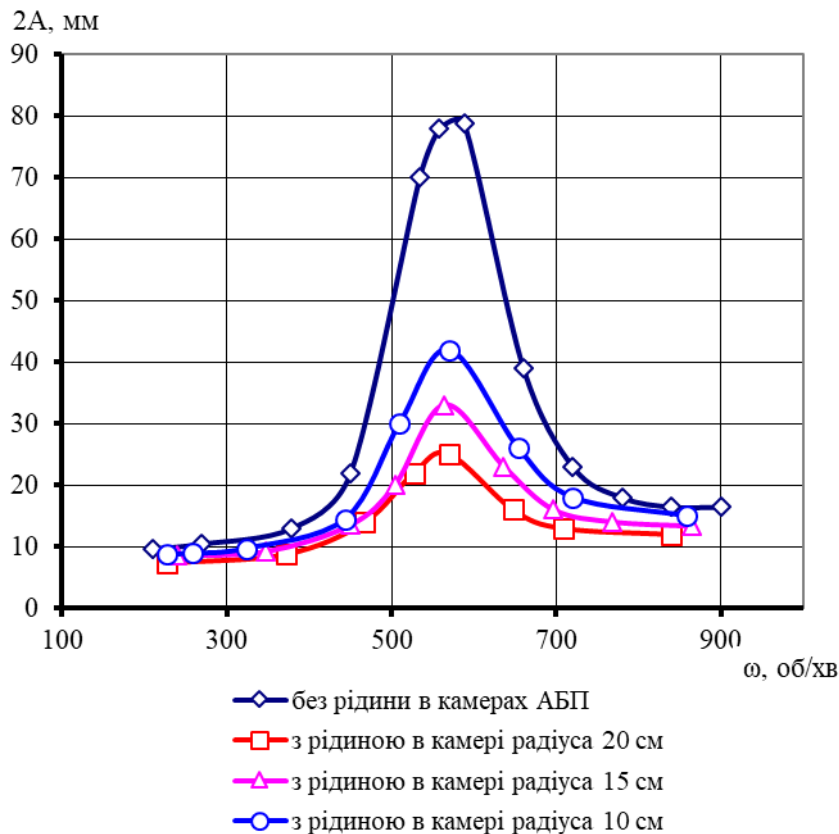
Відеокамеру разом з апаратурою вмикали після часу  $\Delta t=10-15$  с вистою ротора на заданій частоті обертання, коли положення робочих тіл щодо відміток на корпусі АБП стабілізувалося.

Відеозйомка на кожній із зазначених частот обертання проводилася протягом 20–30 с.

З метою визначення ефективності методу автоматичного балансування роторів з вертикальною віссю обертання рідиною було проведено ряд досліджень зі зміною маси штучних дисбалансів в діапазоні від 50 г до 250 г з кроком 50 г для різних радіусів камер, що заповнювались рідиною,  $R=0,2; 0,15; 0,1$  м і зміною кількості рідини в камері від 0 г до 350 г з кроком 50 г. Дисбаланси встановлювались майже в площині розташування камери АБП. Досліджуваний діапазон швидкостей обертання ротора становив 0 рад/с – 88 рад/с. Для детальних досліджень роботи АБП робились витримки в дорезонансній, резонансній і зарезонансній зонах обертання ротора на 5–10 с. Для кожного випадку будувалась амплітудно-частотна характеристика коливань верхнього краю барабана. Попередньо перед дослідженням проводилось добалансування ротора установки (бака пральної машини) методом обходу вантажем [5].

Перевірка ефективності роботи рідинного АБП здійснювалась двома шляхами: розрахунковим і експериментальним.

Для експериментальної перевірки впливу параметрів АБП, зокрема радіуса камери, на ефективність процесу балансування проведено серію досліджень з циліндричними камерами АБП однієї висоти (50 мм) і різними радіусами (200 мм, 150 мм, 100 мм). Попередньо здійснено запис вібрацій розбалансованого ротора при дисбалансі 3000 г·см. Далі по чергово заповнювались камери різного радіуса прісною водою об'ємом 150 мл і здійснювався запис вібрацій системи. АЧХ коливань верхнього краю барабана при дисбалансі 3000 г·см надано на рис. 5, де для порівняння показані АЧХ для випадків з рідиною в різних камерах АБП.



**Рис. 5. АЧХ коливань верхнього краю барабана при дисбалансі 3000 г·см**

Розрахункові результати дослідження підтверджуються експериментами (рис. 4). А саме:

- під час використання АБП з рідкими робочими тілами спостерігається зменшення амплітуд коливань ротора на всьому діапазоні частот обертання;
- при постійних масі та густині рідини, величині і місці розташування дисбалансу збільшення співвідношення радіуса до висоти камери АБП призводить до зменшення амплітуд коливань ротора;
- найбільший ефект балансування досягається, коли величина дисбалансу рідини близька до величини початкового дисбалансу; ефект балансування зростає при наближенні робочої швидкості до резонансної, що виражається в полегшенні переходу через резонансні і критичні частоти обертання.

#### Висновки

Проведено експериментальні дослідження поведінки робочої рідини в камері АБП з використанням швидкісної відеозйомки та динамічної фотозйомки. На основі результатів експериментальних і теоретичних

досліджень розроблена конструкція комбінованого рідинно-кулькового автобалансуючого пристрою, застосування якого дозволяє знизити вібрації ротора не менше, ніж в 2,5 разу в усьому діапазоні частот обертання. Схожість конструктивних схем експериментальної установки і центрифуги ФПН-125, що використовується в цукровій промисловості, дозволяє припустити, що використання методу автоматичного балансування для зниження вібрацій буде досить ефективним на даних типах центрифуг без застосування істотних змін у конструкції.

### Література

1. Домарецький В.А. Технологія харчових продуктів / В.А. Домарецький, М.В. Остапчук, А.І. Українець. – К. : НУХТ, 2003. – 569 с.
2. Goroshko A. Quality and Reliability of Technical Systems: Theory and Practice / A. Goroshko, V. Roizman, M. Zembytska // System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies on the Example of Drum Type Washing Machines. – 2018. – Volume 2, August. – P. 26–60. – ISBN 978-609-96036-0-5. URL: <https://www.jvejournal.com/bookseries-> Назва з екрану.
3. Чоловський Р. Г. Вібрації та автоматичне балансування машин з вертикальною віссю обертання і змінним дисбалансом ротора : дис. ... канд. наук : 05.02.02 / Чоловський Роман Геннадійович. – 1999.
4. Ройзман В.П. Відмінності автоматичного балансування для роторів з горизонтальною і вертикальною осями обертання / В. П. Ройзман, В. П. Ткачук, І. В. Драч // Збірник наукових праць НАПСУ ім. Б. Хмельницького, серія: військові та технічні науки. – Хмельницький : НАПСУ, 2015. – С. 64–67.
5. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Расчет и конструкция деталей. / Г.С. Скубачевский. – М. : Машиностроение, 1974. – С. 266–269.

### References

1. Domaretskyi V.A. Tekhnolohiia kharchovykh produktiv / V.A. Domaretskyi, M.V. Ostapchuk, A.I. Ukrainets. – K. : NUKhT, 2003. – 569 s.
2. Goroshko A. Quality and Reliability of Technical Systems: Theory and Practice / A. Goroshko, V. Roizman, M. Zembytska // System Analysis of Automatic Balancing (Self-Balancing) Machine Rotors with Liquid Working Bodies on the Example of Drum Type Washing Machines. – 2018. – Volume 2, August. – P. 26–60. – ISBN 978-609-96036-0-5. URL: <https://www.jvejournal.com/bookseries-> Nazva z ekranu.
3. Cholovskyi R. H. Vibratsii ta avtomatychne balansuvannia mashyn z vertykalnoiu vissiu obertannia i zminnym dysbalansom rotora : dys. ... kand. nauk : 05.02.02 / Cholovskyi Roman Hennadiiovych. – 1999.
4. Roizman V.P. Vidminnosti avtomatychnoho balansuvannia dlia rotoriv z horyzontalnoiu i vertykalnoiu osiamy obertannia / V. P. Roizman, V. P. Tkachuk, I. V. Drach // Zbirnyk naukovykh prats NAPSU im. B. Khmelnytskoho, seriia: viiskovi ta tekhnichni nauky. – Khmelnytskyi : NAPSU, 2015. – S. 64–67.
5. Skubachevskij G.S. Aviacionnye gazoturbinnye dvigateli. Raschet i konstrukcija detalej. / G.S. Skubachevskij. – M. : Mashinostroenie, 1974. – S. 266–269.

Рецензія/Peer review : 23.11.2018 р.

Надрукована/Printed : 18.12.2018 р.  
Рецензент: д.т.н., проф. Мазур М.П.