

ГОРОШКО ГАННА ОЛЕГІВНА

УДК 664.1.0.55

**ДИНАМІКА ПУЛЬСУЮЧИХ ЦЕНТРИФУГ
І ОБГРУНТУВАННЯ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ
ЇХ НАДІЙНОСТІ ТА ПРОДУКТИВНОСТІ**

05.18.12 - процеси та обладнання харчових, мікробіологічних
і фармацевтичних виробництв

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному університеті харчових технологій Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Пушанко Микола Миколайович
Національний університет харчових технологій, професор
кафедри технологічного обладнання харчових виробництв

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Некоз Олександр Іванович
Національний університет харчових технологій
Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри
матеріалознавства і технічного машинобудування

кандидат технічних наук
Щербаков Анатолій Михайлович
ВАТ УкрНДІпродмаш, заступник голови правління з
наукової роботи

Провідна установа: Український НДІ цукрової промисловості Міністерства
АПК України (м.Київ)

Захист відбудеться “___” _____ 2003 року о ___ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.058.02 Національного університету харчових технологій за адресою: 01033 Київ-33, вул.Володимирська, 68.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного університету харчових технологій за адресою: 01033, Київ-33, вул.Володимирська, 68.

Автореферат розісланий “___” _____ 2003 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
кандидат технічних наук, доцент

Зав'ялов В.Л.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Подальший прогрес у розвитку й удосконалення конструкцій пульсуючих центрифуг пов'язаний з дослідженням їх динаміки, вивченням можливостей зменшення металоємкості без порушення стійкості динамічних процесів, пошуків шляхів зменшення вібрацій, підвищення продуктивності. Відсутність досліджень із динаміки пульсуючих центрифуг стримувала розробку нових модифікацій центрифуг підвищеної продуктивності та надійності зі зменшеною металоємкістю. Надійність в експлуатації конструкції центрифуг пов'язана зі зниженням віброактивності.

Дисертаційна робота присвячена вивченню динаміки пульсуючих центрифуг та обґрунтуванню шляхів підвищення надійності та продуктивності, можливостей подальшої модернізації та зменшення металоємкості. Цим визначається актуальність роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, темами, планами. Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі ТОХВ НУХТ відповідно до пріоритетного напрямку наукових робіт НУХТ на 1996-2000 рр. "Розробка наукових основ тепломасообмінних процесів харчових виробництв з метою створення нового високоефективного обладнання, засобів механізації та комплексної автоматизації для харчових та переробних галузей АПК" № державної реєстрації 0196В000539.

Особистий внесок здобувача полягає в проведенні наукових теоретичних досліджень стосовно стійкості руху пульсуючих центрифуг при їх модернізації в напрямку зменшення металоємкості, збільшення продуктивності та надійності, що передбачало виведення та розв'язок диференціальних рівнянь руху ускладненої моделі центрифуги, обробку, узагальнення та публікацію результатів досліджень.

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є вивчення динаміки пульсуючих центрифуг та обґрунтування шляхів підвищення надійності та продуктивності, можливостей інтенсифікації виробничих процесів.

Відповідно до поставленої мети досліджень були сформульовані наступні завдання досліджень:

- дослідити динаміку пульсатора, як одного з основних джерел збудження вібрацій пульсуючої центрифуги;
- провести аналіз вимушених кутових та поступальних коливань центрифуги, обумовлених рухом пульсатора, дисбалансом ротора;
- проаналізувати стійкість параметричних коливань, обумовлених зміною параметрів пульсуючої центрифуги внаслідок руху пульсатора;
- встановити можливість модернізації пульсуючої центрифуги шляхом зменшення геометричних розмірів основи центрифуги з метою вивільнення робочих площ та витрат на капітальне будівництво;
- виявити можливість зменшення маси центрифуги за рахунок зменшення маси системи віброізоляції;
- дати наукове обґрунтування можливості модернізації центрифуги шляхом застосування автоматичного балансування ротора центрифуги з метою підвищення надійності конструкції та інтенсифікації роботи.

Об'єктами досліджень є пульсуючі центрифуги неперервної дії, які застосовуються в цукровому виробництві та хімічній промисловості.

Предметами досліджень є динаміка й стійкість коливань пульсуючої центрифуги та можливість її модернізації за рахунок зменшення масових та геометричних параметрів без порушення динамічної стійкості.

Методи досліджень включають у себе аналітичні дослідження з використанням сучасних методів динаміки машин, зокрема, для дослідження границь стійкості параметричних коливань у системах з багатьма степенями вільності застосовано методики Якубовича-Старжинського, для дослідження перехідних процесів у коливних системах використовується асимптотичний метод Боголюбова-Митропольського, та комп'ютерних технологій.

Наукова новизна одержаних результатів. У дисертації вперше побудована математична модель для вивчення динаміки пульсуючої центрифуги. Проведено аналіз стійкості руху під впливом силових та параметричних збуджень, які виникають внаслідок руху пульсатора та дисбалансів ротора.

Аналіз руху пульсатора з ідеальним приводом (приводом необмеженої потужності) та реальним приводом обмеженої потужності встановив полігармонічну форму руху пульсатора; побудована формула для визначення залежності частоти руху пульсатора від сили опору при зрізуванні продукту центрифугування та критерії вимушеної зупинки пульсатора.

Знайдений закон руху центра мас центрифуги при роботі пульсатора довів можливість реалізації основного і дробного резонансів та дозволив визначити гранично допустиму частоту руху пульсатора.

Дослідження стійкості параметричних коливань, обумовлених періодичною зміною моментів інерції центрифуги внаслідок руху пульсатора, показало, що втрата стійкості кутових та поступальних рухів можлива при значному (в 3,5 рази) підвищенні частоти руху пульсатора.

Для обчислення власних частот поступальних та кутових коливань корпусу центрифуги з урахуванням кінетичного моменту ротора та елементів приводу побудовані характеристичні рівняння.

Побудовані оцінки амплітуд вимушених коливань центрифуги та амплітуд реакцій опорних вузлів ротора при наявності дисбалансу на стаціонарних режимах роботи.

Моделювання на ПЕОМ перехідних процесів, обумовлених дисбалансом, на етапах розгону й гальмування ротора показало достатність потужності існуючого приводу для безрезонансного переходу через критичні області при розгоні розбалансованого ротора.

Знайдено спосіб та проведено аналіз можливості застосування системи автобалансування для зрівноваження дисбалансів ротора. Приведені умови повного автобалансування та одночасного врівноваження статичних та динамічних дисбалансів.

Доведено можливість зменшення металоємкості центрифуги за рахунок полегшення системи віброізоляції. Установлено, що така модернізація може бути проведеною без зміни жорсткості системи віброізоляції.

Проведений аналіз стійкості центрифуги при зменшенні довжини її корпусу встановив, що така модернізація також може бути реалізованою при одночасному посиленні жорсткості системи віброізоляції.

Обґрунтована необхідність контролю власних частот коливань центрифуги для забезпечення безрезонансних режимів роботи. Досі в технічній документації до центрифуг нормувалась частота лише вертикальних коливань корпусу центрифуги.

Практичне значення одержаних результатів. Отримані результати можуть бути використані при розробці пульсуючих центрифуг нового покоління підвищеної продуктивності, надійності, меншої металоємкості, нижчими затратами енергоресурсів.

Результати роботи можуть бути використані для побудови нових спецкурсів для інженерів-механіків харчової та переробної промисловості.

На захист виносяться

- загальна динаміка пульсуючих центрифуг;
- оцінки збурюючих сил, що діють на корпус центрифуги, обумовлених рухом пульсатора;
- оцінки стійкості параметричних коливань пульсуючої центрифуги та границі підвищення частоти руху пульсатора;
- обґрунтування можливостей зменшення металоємкості та геометричних параметрів центрифуги;
- умови повного автобалансування ротора пульсуючої центрифуги.

Особистий внесок здобувача. Особистий внесок здобувача полягає в формулюванні задач динаміки пульсуючих центрифуг, їх аналітичному дослідженні сучасними методами динаміки машин та розробці набору програм, призначених для використання на ПЕОМ у середовищі сучасного пакета комп'ютерного моделювання.

Наукові дослідження, результати яких представлені в дисертаційній роботі Горошко Г.О., проведені дисертантом особисто.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідались, обговорювались і були схвалені на чотирьох міжнародних наукових конференціях: III Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (1997 р.), Міжнародній науково-технічній конференції "Розроблення та впровадження прогресивних ресурсоощадних технологій та обладнання в харчовій і переробній промисловості" (Київ: УДУХТ, 1997 р.), IV Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (1999 р.) та Міжнародній науковій конференції молодих вчених, аспірантів і студентів (Київ: НУХТ, 2002 р.).

Робота виконувалась на кафедрі технологічного обладнання харчових виробництв Національного університету харчових технологій.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 11 друкованих праць, у тому числі 7 праць у фахових виданнях, 4 тези доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається з шести розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків.

Робота викладена на 162 сторінках машинописного тексту, включаючи 5 таблиць, 26 рисунків та 2 додатки. Список використаної літератури містить 126 вітчизняних та зарубіжних джерел.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

ВСТУП. Обґрунтована актуальність теми, визначено зв'язок із науковими програмами, темами, планами, сформульовані та визначені мета, задачі, об'єкт та методи досліджень, наведена наукова новизна та практичне значення одержаних результатів, особистий внесок автора, апробація результатів роботи.

РОЗДІЛ 1. Містить огляд праць про фізико-хімічні властивості утфелю та з динаміки й опису конструкцій сучасних промислових центрифуг. Виділяються роботи В.М. Лук'яненка й А.В. Таранця, в яких із найбільшою повнотою описані конструкції сучасних пульсуючих центрифуг, робота Б.М. Терьошина, в якій приводяться дані про перші конструкції пульсуючих центрифуг та особливості їх експлуатації, роботи М.М. Пушанка з експлуатації та ремонту центрифуг, роботи В.І. Соколова з динаміки промислових центрифуг, загальнотеоретичні роботи з динаміки роторних машин та гіроскопії Ф.М. Діментберга, А.С. Кельзона, А. Тондла, К. Магнуса, роботи Д.Є. Шкоробада та І.А. Файнермана про центрифуги в хімічній промисловості, праці А.А. Гусарова по автоматичному балансуванню роторів.

Відмічається відсутність досліджень із динаміки пульсуючих центрифуг та формулюється мета й задачі досліджень.

РОЗДІЛ 2. Викладені конструктивні особливості та принцип роботи пульсуючих центрифуг, опис розрахункової моделі пульсуючої центрифуги.

Основними вузлами пульсуючої центрифуги є станина, ротор, головний вал, штовхач, силовий циліндр, маслокомпресор.

Виготовляються двох-, чотирьох- і шестикаскадні центрифуги. Штовхач разом із штоком і поршнем гідроциліндра, як єдине тіло, здійснюють як обертальний, так і зворотно-поступальний рухи. В динамічних схемах роботи цей вузол позначається терміном "пульсатор". Сили опору при зрізуванні осаду ободом штовхача-пульсатора значні і в деяких конструкціях пульсуючих центрифуг досягають 100000-200000 Н. Максимальна довжина ходу звичайного пульсатора складає 10% довжини ротора.

У цукровій промисловості для обробки рафінадних утфелів найчастіше застосовують чотирьохкаскадні центрифуги з пульсуючим вивантаженням рафінадної кашки.

Зменшення впливу вібрацій машини на будівельні конструкції та зворотного впливу вібрацій фундаменту на центрифугу здійснюється системою віброізоляції. У більшості середнього класу центрифуг використовуються в'язко-пружні амортизатори А-300 і А-400, розраховані на вплив 3000-8000 Н ваги машини. Конструктивно розташування амортизаційних опор на опорній площині повинне здійснюватися за ГОСТ 25980-83 таким чином, щоб центр жорсткості та напрямки головних осей жорсткості мінімально відхилялися від центра мас та головних осей інерції конструкції. У всіх конструкціях пульсуючих центрифуг при

виконанні вимог ГОСТу все ж залишається зміщення центру мас центрифуги над площиною опори. В центрифугах середнього класу це зміщення має порядок 1 м і суттєво впливає на небажаний зв'язок кутових та поступальних рухів центрифуги.

Центрифугу, як механічну систему, складають тверді тіла (корпус і пульсатор) та ротори. У сучасній механіці такі системи отримали назву гіростатів. В абстрактному розумінні гіростат — тверде тіло, яке несе ротори, що швидко обертаються; на кутові рухи несучого тіла впливають гіроскопічні сили роторів.

Математична модель пульсуючої центрифуги ускладнюється у порівнянні з класичною моделлю гіростата наявністю, крім відносних обертальних рухів роторів, також зворотного-поступального руху пульсатора. Внаслідок цього руху, на відміну від класичного гіростата, моменти інерції конструкції змінюються періодично за часом і таким чином реалізується механізм параметричного збудження коливань. На відміну від силового збудження, параметричне збудження здійснюється періодичною зміною певного механічного параметра — маси, моментів інерції, жорсткості, довжини тощо. У випадку пульсуючої центрифуги змінними параметрами є моменти інерції.

Таким чином, основними факторами, які впливають на віброактивність центрифуги, є:

- 1) силові збудження, обумовлені силами інерції пульсатора;
- 2) параметричні збудження, обумовлені зміною моментів інерції (геометрія мас);
- 3) силові збудження, пов'язані з дисбалансом обертальних мас, в основному ротора;
- 4) реактивні сили й моменти, які виникають при неперервному приєднанні до ротора завантаженої маси (ульфелю);
- 5) внутрішні моменти, обумовлені розгоном і гальмуванням ротора.

Вважається, що при неперервному вивантаженні продукту внаслідок відокремлення мас з нульовою відносною швидкістю реактивні сили і моменти не виникають.

Отже, математична модель пульсуючої центрифуги — це гіростат, який спирається на пружно-в'язкі амортизатори системи віброзахисту, ускладнений додатковою рухомою масою (пульсатором).

РОЗДІЛ 3. Містить дослідження динаміки пульсатора, як одного з основних джерел збудження вібрацій центрифуги. Проведено дослідження руху пульсатора з ідеальним гідроприводом (приводом необмеженої потужності) зі сталою подачею робочої рідини в порожнини гідроциліндра, та пульсатора з приводом обмеженої потужності (реальним приводом) із сталим тиском робочої рідини. Реальний привод має обмежену потужність і забезпечує сталий тиск робочої рідини в гідроциліндрі. У нових пульсуючих центрифугах потужність гідроприводу постійно зростає, тому можна говорити про технічну тенденцію зростання потужності в напрямку наближення до ідеальних приводів.

Побудовані формули для частоти руху пульсатора з гідроприводом обмеженої потужності

$$v = \pi \sqrt{\frac{P - F}{2Hm_0}} = \pi \sqrt{\frac{qs - F}{2Hm_0}}, \quad (1)$$

де $P = qs$ — сила, яка діє на поршень пульсатора з поперечним перетином s , F — сила опору зрізаного осаду, H та m_0 — довжина ходу та маса пульсатора відповідно.

З формули (1) слідує, що частота руху пульсатора при сталому тиску q робочої рідини залежить від опору зрізаного осаду і при $P = F$ має місце зупинка пульсатора.

Формула для визначення частоти пульсатора при різних значеннях сил опору F_1 і F_2 при прямому і зворотному рухах пульсатора має вигляд

$$v = \frac{2\pi\sqrt{(P - F_1)(P - F_2)}}{\sqrt{2Hm_0}(\sqrt{P - F_1} + \sqrt{P - F_2})}. \quad (2)$$

З цієї формули видно, що зупинка пульсатора ($v = 0$) має місце при $P = F_1$ або $P = F_2$.

Проведено дослідження впливу рухомості основи центрифуги на частоту руху пульсатора з реальним приводом. У першому наближенні значення частоти руху пульсатора на рухомій основі, якою є корпус центрифуги масою m_1 , визначається формулою

$$v_0 = \pi \sqrt{\frac{P - F}{2H} \cdot \frac{m_1 + m_0}{m_1 m_0}}. \quad (3)$$

Розрахунками встановлено, що вплив власного руху корпусу центрифуги на величину частоти пульсатора дуже малий і обмежений десятими долями процента.

Встановлено, що рух пульсатора $\zeta_0(t)$ має полігармонічний характер

$$\zeta_0(t) = \frac{H}{2} \left(1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\cos(2k-1)vt}{(2k-1)^2} \right), \quad (4)$$

що пов'язано з можливістю появи основних та дробних резонансів вібрацій центрифуг, викликаних рухом пульсатора.

Рівняння вимушених поздовжніх коливань корпусу центрифуги при цьому мають вигляд

$$(m_1 + m_0)\ddot{\zeta} + \alpha\dot{\zeta} + c\zeta = \frac{4Hv^2 m_0}{\pi^2} \sum_{k=1}^{\infty} \cos \frac{2k-1}{vt}. \quad (5)$$

Розв'язок цього рівняння приводить до висновку, що мають місце нескінченна кількість дробних резонансів типу

$$\lambda^2 - (2k-1)^2 v^2 = 0 \text{ або } v = \frac{\lambda}{2k-1}, \quad (6)$$

де λ — частота власних коливань центра мас центрифуги, $k = 1, 2, \dots, \infty$.

На рис. 1 зображені резонансні піки, відповідні співвідношенням (6).

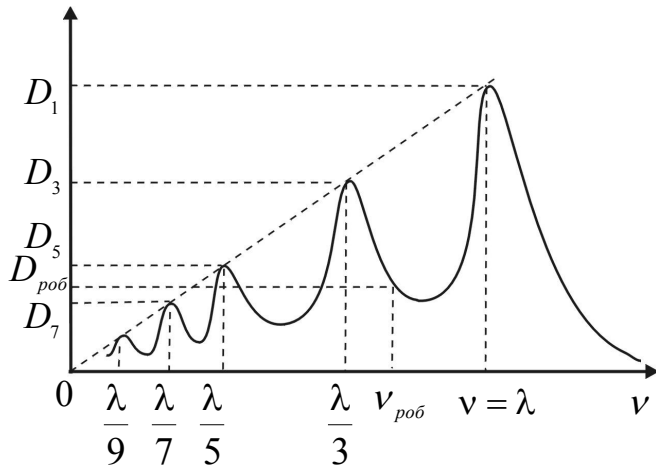


Рис. 1. Резонансна крива для поздовжніх коливань корпусу центрифуги під дією пульсатора.

станів поздовжніх коливань корпусу центрифуги під дією пульсатора як з ідеальним приводом, так і з приводом обмеженої потужності. Встановлено, що при існуючих частотах руху пульсатора $3 < \nu < 4,7 \text{ c}^{-1}$ можлива реалізація першого дробного резонансу $\nu = \frac{\lambda}{3}$, при якому амплітуда вимушених коливань може значно зрости.

Загроза резонансного стану існує також при зменшенні частоти руху пульсатора внаслідок значного опору руху пульсатора при зрізуванні продукту центрифугування, оскільки частота руху пульсатора зменшується з ростом опору F_1 і F_2 .

РОЗДІЛ 4. Побудовані основні рівняння кутових та поступальних рухів пульсуючої центрифуги. Кутові рухи описуються системою кутів Крилова α, β, γ , поступальні рухи центра мас — узагальненими координатами ξ_c, η_c, ζ_c . Основні рівняння руху пульсуючої центрифуги мають вигляд

$$\begin{aligned}
 m\ddot{\xi}_c + C_\xi(\xi_c + \mu\dot{\xi}_c) &= m_e r(\omega^2 \cos \varphi - \dot{\omega} \sin \varphi), \\
 m\ddot{\eta}_c + C_\eta(\eta_c + \mu\dot{\eta}_c) + \tilde{C}_x(\gamma + \mu\dot{\gamma}) &= m_e r(\omega^2 \sin \varphi - \dot{\omega} \cos \varphi), \\
 m\ddot{\zeta}_c + C_\zeta(\zeta_c + \mu\dot{\zeta}_c) - \tilde{C}_x(\beta + \mu\dot{\beta}) &= \frac{m_0}{m}(C_\zeta \zeta_0(t) + \mu\dot{\zeta}_0(t)), \\
 [A(1 - h_1 \cos vt)\dot{\alpha}]^* + H_0\dot{\beta} + C_{xx}(\alpha + \mu\dot{\alpha}) &= m_e r\zeta_0(\omega^2 \sin \varphi - \dot{\omega} \cos \varphi), \\
 [B(1 - h_2 \cos vt)\dot{\beta}]^* - H_0\dot{\alpha} + C_{yy}(\beta + \mu\dot{\beta}) - \tilde{C}_x(\zeta_c + \mu\dot{\zeta}_c) &= \\
 = \frac{m_0 x_0}{m} C_\zeta(\zeta_0 + \mu\dot{\zeta}_0) + m_e r\zeta_0(\omega^2 \cos \varphi - \dot{\omega} \sin \varphi), \\
 C\ddot{\gamma} + C_{zz}(\gamma + \mu\dot{\gamma}) + \tilde{C}_x(\eta_c + \mu\dot{\eta}_c) &= \\
 = m_e r\zeta_0(\omega^2 \sin \varphi - \dot{\omega} \cos \varphi) - m_e r^2 \dot{\omega} - C_{rr} \dot{\omega},
 \end{aligned} \tag{7}$$

З цього рисунка видно, що всі дробні резонанси $\nu = \frac{\lambda}{2k-1}$ розташовані в області низьких частот руху пульсатора лівіше основного резонансу (при $\lambda = \nu$) і лівіше робочої частоти пульсатора $\nu_{роб}$.

Власна частота поздовжніх коливань центра мас центрифуги має порядок $\lambda_{\zeta_c} = 8,2 \text{ c}^{-1}$.

Проведена оцінка реальної можливості появи резонансних

де m_0, m, m_e — маса ротора, загальна маса центрифуги та маса дисбалансу відповідно, A, B, C — моменти інерції центрифуги, H_0 — загальний кінетичний момент роторів центрифуги, $C_\xi, C_\eta, C_\zeta, C_{xx}, C_{yy}, C_{zz}, \tilde{C}_x$ — жорсткості та моменти жорсткостей системи віброізоляції, μ — коефіцієнт в'язкого тертя за Фойгтом, ν — частота руху пульсатора, $\omega(t) = \dot{\varphi}(t)$ — кутова швидкість ротора, $\varphi(t)$ — закон руху ротора, h_1 і h_2 — безрозмірні амплітуди параметричних збурень, обумовлених поздовжнім рухом пульсатора, r — радіус ротора, x_0 — висота центра мас центрифуги над площиною амортизаторів, $\zeta_0(t)$ — закон руху пульсатора.

У правих частинах рівнянь (7) сили, пропорційні множникам $m_e r$, обумовлені появою дисбалансу ротора; сили, пропорційні множнику $\frac{m_0}{m}$, описують збудження, викликані поздовжнім рухом пульсатора. В силу лінійності системи рівнянь (7) використовуються для аналізу впливу окремих збурюючих факторів. Рівняння (7) покладені в основу аналізу динаміки пульсуючої центрифуги та можливих конструктивних модифікацій.

РОЗДІЛ 5. Проведено дослідження коливань та стійкості руху центрифуги.

Вільні коливання центрифуги. Частотний аналіз. Виходячи з однорідних рівнянь системи (7), побудовано характеристичний визначник для визначення власних частот коливань центрифуги

$$C_\xi - m\lambda^2 = 0,$$

$$\begin{vmatrix} C_\eta - m\lambda^2 & \tilde{C}_x & 0 & 0 & 0 \\ \tilde{C}_x & C_{zz} - C\lambda^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_\zeta - m\lambda^2 & -\tilde{C}_x & 0 \\ 0 & 0 & -\tilde{C}_x & C_{yy} - B\lambda^2 & -iH_0\lambda \\ 0 & 0 & 0 & iH_0\lambda & C_{xx} - A\lambda^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (8)$$

та на прикладі серійної центрифуги ФГП-801К з застосуванням ПЕОМ обчислені значення власних частот, наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Значення власних та парціальних частот центрифуги ФГП-801К

Значення власних частот, обчислені на ПЕОМ (c^{-1})		λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6
	$H_0 = 0$		18.93	6.256	8.24	23.27	32.97
$H_0 = 48000$		18.93	6.256	8.207	23.50	33.87	34.402
Парціальні частоти при $\tilde{C}_x = 0$ (c^{-1})		λ_ξ	λ_η	λ_ζ	λ_α	λ_β	λ_γ
		18.93	13.38	13.38	20.97	32.30	32.30

Приймаючи до уваги геометричну та масову подібності більшості серійних типів центрифуг та нормування жорсткостей систем віброізоляції пропорційно до

масових параметрів, можна чекати, що для інших типів пульсуючих центрифуг матимуть місце спектри власних частот, близькі до наведених у табл. 1.

У табл. 1 для порівняння приведені значення парціальних частот, обчислених без врахування взаємних зв'язків у рівняннях системи (7). З цих порівнянь слідує, що частоти λ_2 і λ_3 відрізняються від парціальних частот поперечних та поздовжніх коливань. Решта власних частот практично співпадають із відповідними парціальними частотами центрифуги. Цей висновок дає можливість рекомендувати для наближеного обчислення цих власних частот спрощені формули для парціальних частот

$$\lambda_1 = \lambda_{\xi c} = \sqrt{\frac{C_{\xi}}{m}}, \lambda_4 = \lambda_{\alpha} = \sqrt{\frac{C_{xx}}{A}}, \lambda_5 = \lambda_{\beta} = \sqrt{\frac{C_{yy}}{B}}, \lambda_6 = \lambda_{\gamma} = \sqrt{\frac{C_{zz}}{C}}. \quad (9)$$

Встановлена слабка залежність (у межах 1%) власних частот від гіроскопічних моментів, що дає підставу в першому наближенні не враховувати гіроскопічні моменти при обчисленні власних частот. Проведено також чисельний аналіз на ПЕОМ, який виявив слабку залежність частот від розсіювання енергії. Результати цього аналізу дають підставу також не враховувати дисипативні сили при обчисленні власних частот.

Аналіз стійкості параметричних коливань. В основу аналізу стійкості параметричних коливань покладені однорідні рівняння для третього, четвертого та п'ятого рівнянь системи (7), в яких проявляється зміна параметрів унаслідок руху пульсатора. Виходячи з основних критеріїв В.В. Якубовича і В.М. Старжинського для параметричних систем із багатьма степенями вільності, маємо

$$nv \approx \lambda_i \pm \lambda_k, \quad n, i, k = 1, 2, 3, \dots \quad (10)$$

де v — частота руху пульсатора, λ_k, λ_i — власні частоти $\lambda_3, \lambda_4, \lambda_5$. Побудовані основні області нестійкості параметричних коливань при $n=1$ в площині параметрів Айнса-Стретта (h, v) . При побудові областей параметричних резонансів (областей нестійкості), наведених на рис. 2, використовувались такі значення частот $\lambda_3 = \pm 8,2 \text{ c}^{-1}$, $\lambda_4 = \pm 20,75 \text{ c}^{-1}$, $\lambda_5 = 34,53 \text{ c}^{-1}$, $v = 4,7 \text{ c}^{-1}$.

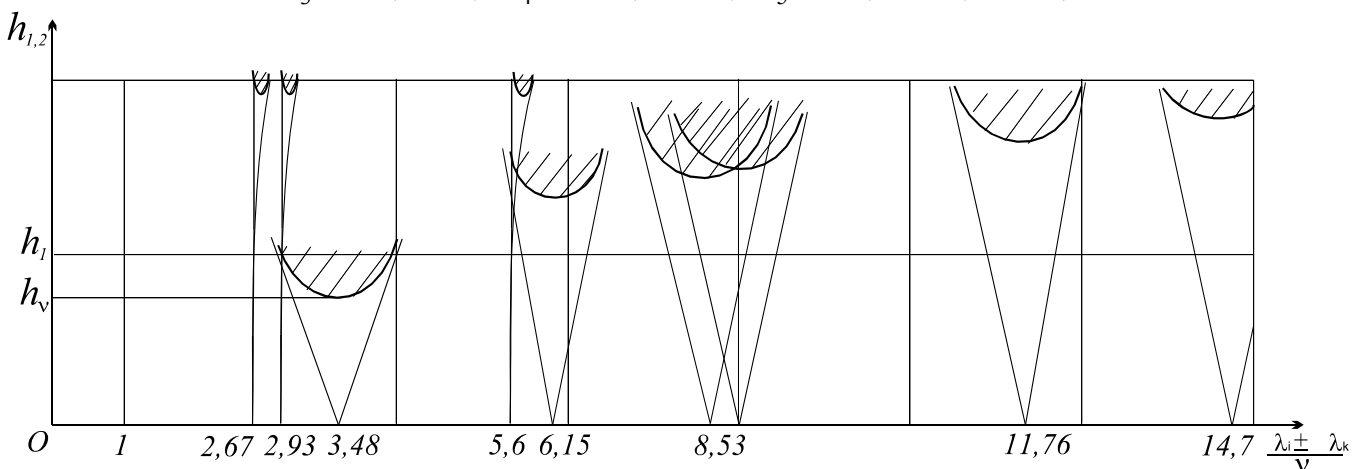


Рис. 2. Области параметричних резонансів для пульсуючої центрифуги.

На рис. 2 “вузькі” області, які відповідають відношенням частот 2,67; 2,93; 5,6; 0,89; 0,90; 1,87, внаслідок розсіювання енергії практично не реалізуються і не становлять загрози втрати стійкості. Значенням параметра $n \geq 1$ в (10) також відповідають “вузькі” області. Внаслідок розсіювання енергії “широкі” області також сильно зменшуються (на рис. 2 їхні контури обмежені параболічними кривими). За межами областей параметричні коливання не реалізуються. Реалізація цих параметричних резонансів можлива при великих (на порядок більших за існуючі) амплітудах руху пульсатора H . Нижчий з цих резонансів може бути реалізованим при збільшенні частоти руху пульсатора в 3,5 раза. Безрозмірна амплітуда $h_1 = 0,0007$ для цього резонансу вища так званого порогу чутливості $\bar{h}_0 = \frac{\lambda_3 \mu}{2}$, з чого можна зробити висновок, що при нині діючих режимах роботи пульсатора пульсуюча центрифуга стійка до параметричних збурень. Тому в подальших наших дослідженнях параметричні збудження не беруться до уваги.

Вимушені коливання, обумовлені рухом пульсатора. В основу дослідження вимушених коливань виділені третє та п’яте рівняння системи (7), в яких безпосередньо проявляється рух пульсатора

$$m\ddot{\zeta}_c + C_\zeta(\zeta_c + \mu\dot{\zeta}_c) - \tilde{C}_x(\beta + \mu\dot{\beta}) = \frac{m_0 C_\zeta}{m} \zeta_0(t),$$

$$V\ddot{\beta} + C_{yy}(\beta + \mu\dot{\beta}) - \tilde{C}_x(\zeta_c + \mu\dot{\zeta}_c) = \frac{m_0 x_0}{m} C_\zeta \zeta_0(t).$$
(11)

Гіроскопічні члени та члени збурюючих сил, пропорційні $\mu\dot{\zeta}_0(t)$, в цих рівняннях не враховуються як малі. Проведено дослідження вимушених коливань із частотою руху пульсатора і встановлено, що амплітуди вимушених коливань на частоті руху пульсатора $\nu = 4,71 \text{ с}^{-1}$, обчислені з розв’язків системи (11), становлять

$$D_{\xi_c} = 3,05 \text{ мм}, \quad D_\beta = 1,273 \cdot 10^{-3} \text{ рад} = 4,34'.$$
(12)

При зменшенні частоти руху пульсатора внаслідок зростання опору зрізування осаду чи падінню тиску робочої рідини в гідроциліндрі до значення $\nu = 2,7 \text{ с}^{-1}$, реалізується резонанс $\lambda_\xi = 3\nu$, при якому амплітуди поздовжніх коливань та галопування зростають до значень

$$D_{\xi_c} = 35 \text{ мм}, \quad D_\beta = 0,04 \text{ рад} = 2^0 30',$$
(13)

які в 30 разів перевищують значення амплітуд коливань (12). На практиці в резонансному стані $\lambda_3 = 3\nu$ настає зупинка пульсатора.

Вимушені коливання, обумовлені дисбалансом ротора. Дисбаланс ротора може виникати внаслідок нерівномірної спрацьованості фільтруючих елементів та інших частин ротора, а також при нерівномірному розподілі продукту центрифугування — утфеля — в роторі.

Дисбаланс ротора в технічній теорії моделюється приєднанням деякої додаткової маси m_e до обода ротора.

При обертанні ротора зі змінною кутовою швидкістю $\omega_0(t)$ на додаткову масу m_e діють відцентрові та тангенціальні сили інерції $F_n = m_e r \omega_0^2$, $F_\tau = m_e r \dot{\omega}_0$.

Рівняння руху центрифуги (7) при цьому деталізуються і приводяться до трьох груп рівнянь

$$m\ddot{\xi}_c + C_\xi(\xi_c + \mu\dot{\xi}_c) = m_e r(\omega_0^2 \cos \varphi + \dot{\omega}_0 \sin \varphi), \quad (14)$$

$$m\ddot{\eta}_c + \tilde{C}_\eta(\eta_c + \mu\dot{\eta}_c) + \tilde{C}_x(\gamma + \mu\dot{\gamma}) = m_e r(\omega_0^2 \sin \varphi - \dot{\omega}_0 \cos \varphi),$$

$$m\ddot{\gamma} + C_{zz}(\gamma + \mu\dot{\gamma}) + \tilde{C}_x(\eta_c + \mu\dot{\eta}_c) = m_e r \xi_e(\omega_0^2 \sin \varphi - \dot{\omega}_0 \cos \varphi) - m_e r^2 \dot{\omega}_0 - C\dot{\omega}_0,$$

$$m\dot{\zeta}_c + C_\zeta(C_c + \mu\dot{\zeta}_c) - \tilde{C}_x(\beta + \mu\dot{\beta}) = 0, \quad (15)$$

$$A_0\ddot{\alpha} + H_0\dot{\beta} + C_{xx}(\alpha + \mu\dot{\alpha}) = m_e r \zeta_e(\omega_0^2 \sin \varphi - \dot{\omega}_0 \cos \varphi),$$

$$B_0\dot{\beta} - H_0\dot{\alpha} + C_{yy}(\beta + \mu\dot{\beta}) - \tilde{C}_x(\zeta_c + \mu\dot{\zeta}_c) = m_e r \zeta_e(\omega_0^2 \cos \varphi + \dot{\omega}_0 \sin \varphi), \quad (16)$$

розв'язки яких будуються незалежно. Тут $\mu = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ c}^{-1}$ — коефіцієнт розсіювання енергії за гіпотезою Фойгта.

З розв'язків цих рівнянь отримані такі асимптотичні оцінки амплітуд кутових коливань і коливань центра мас на робочій швидкості обертання ротора $\omega \approx 150 \text{ c}^{-1}$:

$$D_\xi \approx \frac{m_e r}{m}, \quad D_\eta \approx \frac{m_e r}{m}, \quad D_\alpha \approx \frac{m_e r \zeta_e}{A}, \quad (17)$$

$$D_\beta \approx \frac{m_e r \zeta_e}{B}, \quad D_\gamma \approx \frac{m_e r \xi_e}{C},$$

де m_e — маса дисбалансу, r — радіус ротора, координати ξ_e, ζ_e — визначають положення ротора відносно центра мас центрифуги. Абсолютні значення амплітуд вимушених коливань незначні і знаходяться в межах $0,03 \text{ см}$ та $3 \cdot 10^{-2} \text{ рад} = 1,15'$.

Побудовані оцінки сил та моментів інерції, що діють на опорні вузли ротора при наявності дисбалансу. Значення цих силових факторів визначаються формулами

$$F_\eta^{\text{ин}} = m_e r \omega^2, \quad (18)$$

$$M_\eta^{\text{ин}} = m_e r \omega^2 \xi_c.$$

З виконанням математичного моделювання проведено аналіз перехідних процесів на етапах розгону і гальмування ротора центрифуги.

Побудовані при різних значеннях кутового прискорення ротора резонансні криві поздовжніх коливань $\zeta_c(t)$ центра мас центрифуги, криві коливань галопування $\beta(t)$, коливань рискання $\alpha(t)$, поперечних коливань центра мас $\eta(t)$, коливань крену $\gamma(t)$. У всіх випадках із аналізу графіків перехідних процесів встановлено, що при русі з прискоренням (гальмуванням) ротора $0,5 < \varepsilon < 1 \text{ c}^{-2}$ резонансні явища не встигають проявитися; амплітуди коливань залишаються обмеженими малими значеннями.

Проведено аналіз енергозабезпечення високих прискорень обертання ротора і встановлено, що потужність існуючого електродвигуна серійних центрифуг здатна забезпечити прискорення при розгоні $\varepsilon \approx 5 \text{ с}^{-2}$, достатнє для запобігання розвитку резонансів.

РОЗДІЛ 6. Досліджуються спеціальні задачі, пов'язані з модернізацією діючих центрифуг.

Одним з напрямків модернізації конструкцій пульсуючих центрифуг є зменшення геометричних розмірів основи з метою вивільнення робочих площ та витрат на капітальне будівництво виробничого корпусу.

У дисертації досліджується можливість подальшої модернізації центрифуги ФГП у напрямку зменшення металоємкості, геометричних розмірів, покращення динамічних характеристик.

Стійкість центрифуги при зменшенні площі опирання. Зменшення геометричних розмірів основи центрифуги з метою вивільнення робочих площ та витрат на капітальне будівництво — один із напрямків модернізації центрифуги.

Для оцінки можливості такої модернізації проведено аналіз коливань галопування та поздовжніх коливань центрифуги на основі рівнянь

$$\begin{aligned} m\ddot{\zeta}_c + C_\zeta \zeta - \tilde{C}_x \beta &= \frac{4Hm_0 C_\zeta}{\pi^2 m} \cos vt, \\ B\ddot{\beta} + C_{yy} \beta - \tilde{C}_x \zeta_c &= \frac{4Hm_0 C_\zeta x_c}{\pi^2 m} \cos vt. \end{aligned} \quad (19)$$

Резонансні частоти $\nu_{1,2}$ для розв'язків цих рівнянь визначаються за формулами

$$\nu_{1,2} = \frac{(C_\zeta B + mC_{yy}) \pm \sqrt{(C_\zeta B + mC_{yy})^2 - 4mB(C_\zeta C_{yy} - \tilde{C}_x^2)}}{2mB}. \quad (20)$$

При зменшенні довжини конструкції, наприклад у два рази, зміна масових та жорсткісних параметрів виражається співвідношеннями $m' = 0,7m$, $B' = 0,7B$, $C_\zeta' = 0,7C_\zeta$, $C_{yy}' = 0,35C_{yy}$, $\tilde{C}_x' = 0,7\tilde{C}_x$, де $m', B', C_\zeta', C_{yy}', \tilde{C}_x'$ — параметри центрифуги зменшеної довжини.

Резонансні частоти $\nu_{1,2}$ для центрифуги зменшеної довжини наближаються до значення $\nu_1 = 5,4 \text{ с}^{-1}$, $\nu_2 = 38,88 \text{ с}^{-1}$.

Частота $\nu_1 = 5,4 \text{ с}^{-1}$ (відповідає 51,6 коливанням пульсатора за хвилину) близька до робочої частоти $\nu = 4,7 \text{ с}^{-1}$ (45 коливань за хвилину).

При скороченні довжини центрифуги й зменшенні жорсткості системи віброізоляції у два рази частоти мають значення $\nu_1 = 7,84 \text{ с}^{-1}$, $\nu_2 = 43,7 \text{ с}^{-1}$, тобто значно вищі резонансних. Проведений аналіз підтверджує можливість модернізації центрифуги за рахунок скорочення її довжини при відповідному одночасному збільшенні жорсткості системи віброізоляції. При цьому потрібно проводити повний частотний аналіз конструкції. Однак до сих пір у технічній документації до центрифуг обмежувалися розрахунком і введенням у нормативні документи лише частоти вертикальних коливань λ_ξ .

Динамічні характеристики центрифуги зі зменшеною масою системи віброізоляції. Для горизонтальних центрифуг ФГН відношення маси системи віброізоляції до маси машини $\frac{m_b}{m}$ має порядок 3ч4. Для інших типів центрифуг — це відношення (за В.І.Соколовим) призначають у межах 5ч10. Для центрифуг ФГП масове відношення знаходиться в межах 0,9ч1,2, тобто близьке до одиниці.

Модернізація пульсуючих центрифуг може здійснюватися в напрямку зменшення маси системи віброізоляції (маси опорної плити) та відповідно зменшення металоємкості.

При зменшенні маси центрифуги на 30% за рахунок зменшення маси системи віброізоляції (маси опорної плити) має місце зміщення вгору центра мас системи.

При пропорційному зменшенні жорсткості системи віброізоляції масові і жорсткісні характеристики набувають таких змін:

$$\begin{aligned} m' &= 0,7m, & C'_\xi &= 0,7C_\xi, & C'_{xx} &= 0,7C_{xx}, \\ A' &= 0,7A, & C'_\eta &= 0,7C_\eta, & C'_{yy} &= 1,2C_{yy}, \\ B' &= 0,82B, & C'_\zeta &= 0,7C_\zeta, & C'_{zz} &= 0,2C_{zz}, \\ C' &= 0,8C, & \tilde{C}'_x &= \tilde{C}_x. \end{aligned}$$

Зміна значень частот наведена в табл. 2.

Таблиця 2

Частотний аналіз при зміні маси і довжини центрифуги та жорсткості системи віброізоляції

		λ_ξ	λ_η	λ_ζ	λ_α	λ_β	λ_γ
Базовий варіант	$H_0 \neq 0$	18,936	6,256	8,173	20,749	34,529	34,402
	$H_0 = 0$	18,936	6,256	8,199	20,976	34,046	34,402
Зменшена маса віброплити і відповідно зменшена жорсткість	$H_0 \neq 0$	18,936	4,111	7,057	20,752	41,371	41,100
	$H_0 = 0$	18,936	4,111	7,086	20,976	40,760	41,100
Зменшена маса віброплити на 30%, жорсткість базова	$H_0 \neq 0$	22,633	7,347	19,756	25,070	41,731	38,462
	$H_0 = 0$	22,633	7,347	19,773	25,213	41,032	39,462
Зменшена довжина і маса, жорсткість незмінна (базова)	$H_0 \neq 0$	22,633	7,477	9,757	28,778	42,129	41,118
	$H_0 = 0$	22,633	7,477	9,800	29,665	40,693	41,118
Зменшена довжина, маса і жорсткість (на 30% відповідно)	$H_0 \neq 0$	18,936	7,867	4,625	22,686	29,864	27,619
	$H_0 = 0$	18,936	7,867	4,689	24,819	26,923	27,619

Амплітуди поздовжніх коливань D_ζ , які збуджуються рухом пульсатора, обчислені за формулою

$$D_{\zeta} = \frac{4m_0 H \lambda_{\zeta}^2 \cdot 0,53}{\pi^2 m' (\lambda_{\zeta}^2 - v^2)},$$

мають такі значення: $D_{\zeta}(8,2) = 0,32$ см, $D_{\zeta}(7,1) = 0,48$ см, $D_{\zeta}(9,8) = 0,40$ см. З порівняння цих значень слідує, що зменшення маси системи віброізоляції доцільно проводити без зменшення її жорсткості.

Аналіз умови автоматичного балансування ротора центрифуги. Явище автоматичного балансування ротора додатковими рухомими масами, відкрите на початку ХХ століття, широко використовується в техніці.

Технічно автоматичне балансування центрифуги як гіростата можна реалізувати рухомими маятниками або металевими кулями, які рухаються в торовидних порожнинах, закріплених на зовнішній обечайці ротора.

Положення маятників визначається кутовими координатами β_1 і β_2 . Умови автоматичного балансування ротора рухомими маятниками, отримані з загальної системи рівнянь руху центрифуги з балансирами, мають вигляд

$$m_e r \cos \omega t + r_0 m_0 \omega^2 (\cos(\omega t + \beta_1) + \cos(\omega t + \beta_2)) = 0, \quad (21)$$

$$m_e r \sin \omega t + r_0 m_0 \omega^2 (\sin(\omega t + \beta_1) + \sin(\omega t + \beta_2)) = 0,$$

де m_e — маса дисбалансу, m_0 — маси рухомих маятників, r і r_0 — радіуси дисбалансу та маятників. Рівняння (21) задовольняються розв'язками

$$\beta_1 = -\beta_2 = \beta_0, \quad \cos \beta = -\frac{m_e r}{2m_0 r_0}. \quad (22)$$

При виконанні цих умов балансірні маси (маятники) займають таке положення, що повністю врівноважують ротор і надалі обертаються разом з ротором як одне жорстке тіло.

Для повного врівноваження повинні виконуватися дві умови:

1. Сумарна маса маятників повинна бути більшою маси дисбаланса.
2. Площини руху маятників і неврівноваженої маси повинні по можливості максимально співпадати.

При виконанні цих умов балансірні маси (маятники) повністю врівноважують ротор і надалі обертаються разом з ротором як одне жорстке тіло.

Автобалансирування реалізується на закритичних швидкостях обертання ротора, тобто при умові $\omega > \lambda_i$ ($i = 1, 2, \dots, 6$), яка для пульсуючих центрифуг виконується.

Модернізація центрифуги з застосуванням автоматичного балансування значно зменшить рівень вібрацій та навантажень на опорні вузли, підвищить надійність конструкції, дозволить інтенсифікувати її продуктивність.

ВИСНОВКИ

Проведені аналітичні дослідження динаміки пульсуючих центрифуг дозволили запропонувати методи рішення ряду принципово важливих інженерних задач, підвищення надійності та продуктивності центрифуг, а саме:

1. Знайдено залежності для обчислення частот руху пульсатора з приводом необмеженої потужності (ідеальним приводом) та з реальним приводом. Встановлена залежність частоти руху пульсатора від опору при зрізуванні продукту центрифугування та критерій вимушеної зупинки пульсатора.

2. Показано, що рух пульсатора має полігармонічний характер і при коливанні корпусу центрифуги може спричинити, крім основного резонансу, появу дробних резонансів.

3. Проведено аналіз вимушених коливань, обумовлених рухом пульсатора. Встановлено, що амплітуди поздовжніх коливань корпусу центрифуги в робочому режимі мають порядок $D_{\zeta c} \approx 3$ мм, а амплітуда галопування $D_{\beta} \approx 4'$. При зменшенні частоти руху пульсатора до 26 коливань за хвилину реалізується дробний резонанс $\lambda_{\zeta} \approx 3\nu$, при якому амплітуди поздовжніх коливань та галопування значно зростають і відбувається аварійна зупинка пульсатора.

4. Сформульовані рівняння поступальних та кутових рухів корпусу центрифуги при сталих швидкостях обертання ротора з нерухомим та працюючим пульсатором, а також рівняння руху на етапах розгону та гальмування ротора для дослідження всіх основних динамічних явищ, які виникають при основних режимах роботи.

5. Побудовані формули для обчислення власних частот поступальних та кутових коливань корпусу центрифуги з урахуванням гіроскопічних моментів робочого ротора та роторів привідних машин. Проведено порівняння значень власних частот та парціальних частот центрифуги. Установлено, що значення власних частот коливань, крім частот поперечних та поздовжніх коливань, практично співпадають із значеннями відповідних парціальних. Частоти поперечних та поздовжніх коливань суттєво відрізняються від відповідних парціальних частот. Установлена слабка залежність власних частот коливань від гіроскопічних та дисипативних сил.

6. Проведено аналіз чутливості пульсуючих центрифуг до параметричних збуджень, обумовлених періодичною зміною моментів інерції внаслідок поздовжніх переміщень пульсатора. Установлено, що при діючих частотах руху пульсатора $\nu \approx 4,7$ с⁻¹ центрифуги нечутливі до параметричних збуджень. При підвищенні частоти руху пульсатора в 3,5 раза параметричні коливання центрифуги стають нестійкими. Цей результат практично визначає границю можливої інтенсифікації роботи пульсуючої центрифуги в напрямку підвищенням частоти руху пульсатора.

7. Аналіз вимушених коливань центрифуги, обумовлених дисбалансом ротора від нерівномірного завантаження утфелем, показав, що амплітуди кутових та поступальних коливань, пов'язаних із дисбалансом, незначні, але амплітуди сил, що діють на опорні вузли, досягають значних величин.

8. Моделюванням на ПЕОМ динамічних процесів при розгоні й гальмуванні ротора при наявності дисбалансу доведено, що при кутових прискореннях ротора $\varepsilon \geq 1$ с⁻² резонансні явища не розвиваються.

9. Виявлена можливість модернізації конструкції центрифуги за рахунок зменшення її довжини. Встановлено, що така модернізація при одночасному

збільшенні жорсткості системи віброзахисту зберігає динамічну стійкість конструкції.

10. Аналіз стійкості конструкції при зменшенні маси системи віброізоляції, показав, що при такій модернізації динамічна стійкість зберігається без зменшення жорсткості системи віброізоляції.

11. Запропоновано спосіб та проведено аналіз умов автоматичного балансування ротора вільними рухомими маятниками. Сформульовані умови повного врівноваження дисбалансу ротора. Ці результати є основою для застосування в центрифугах такого типу систем автоматичного балансування, при якому практично усуваються динамічні навантаження на опорні вузли, підвищується надійність, довговічність та продуктивність їх роботи.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Горошко Г.О. Вимушені осьові коливання пульсуючої центрифуги // Наукові праці УДУХТ. – Київ. - 1998. - №4. - ч.І. - С. 78-79.

Особистий внесок — математичне формулювання задачі і дослідження вимушених осбових коливань пульсуючої центрифуги належить здобувачу.

2. Горошко Г.О. Про безударний рух пульсатора центрифуги з обмеженою потужністю приводу // Наукові праці УДУХТ. - Київ. - 1998. - №4. - ч.І. - С. 79-80.

Особистий внесок — визначення задачі, математичний опис руху та встановлення можливості безударного руху пульсуючої центрифуги з приводом обмеженої потужності належить здобувачу.

3. Горошко Г.О. Дослідження перехідних динамічних процесів підвісної центрифуги з в'язкопружним демпфером // Наукові праці УДУХТ. - Київ. - 1998. - №4. - ч.ІІ. - С. 70-72.

Особистий внесок — математичне формулювання задачі і дослідження процесів розгону і гальмування підвісної центрифуги належить здобувачу.

4. Горошко Г.О. Дослідження руху підвісної центрифуги з реологічним демпфером // Наукові праці УДУХТ.- Київ. - 1998. - №4.- ч.ІІ. - С. 22-24.

Особистий внесок — математичне формулювання задачі і дослідження руху підвісної центрифуги з реологічним демпфером належить здобувачу.

5. Пушанко М., Глонь О., Горошко А. Коливання центрифуги, зумовлені рухом пульсатора // Машинознавство. - 1998. - №3. - С. 17-20.

Особистий внесок — математичне формулювання та розв'язок задачі належить здобувачу.

6. Горошко Г. Автобалансування роторів горизонтальних центрифуг // Машинознавство. - 2000. - №3. - С. 51-53.

Особистий внесок — визначення задачі, математичне формулювання та дослідження можливості автоматичного самобалансування роторів горизонтальних центрифуг належить здобувачу.

7. Пушанко М.М., Горошко Г.О. До визначення динамічної стійкості пульсуючих центрифуг // Наукові праці УДУХТ.- Київ. - 2001. - №10. - С. 127-128.

Особистий внесок — математичне формулювання задачі і дослідження динамічної стійкості пульсуючої центрифуги належить здобувачу.

8. Пушанко М., Глонь О., Горошко А. Дослідження динаміки пульсуючих промислових центрифуг // Тези доповідей III Міжнародного симпозіума українських інженерів-механіків у Львові. - 1997. - С. 50-51.

Особистий внесок — підготовка доповіді та відповідних ілюстраційних матеріалів проведено здобувачем.

9. Горошко А. Аналіз кінематики та енерговитрат пульсівних центрифуг з обмеженою потужністю привода // Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції “Розроблення та впровадження прогресивних ресурсощадних технологій та обладнання в харчовій і переробній промисловості”. - Київ: УДУХТ. - 1997. - С. 15.

Особистий внесок — підготовка доповіді та тез належить виконувалась здобувачем.

10. Пушанко М., Горошко А. Вимушені коливання пульсуючих центрифуг на етапах розгону та гальмування // Тези доповідей IV Міжнародного симпозіума українських інженерів-механіків у Львові. – 1999. - С. 33-34.

Особистий внесок — підготовка доповіді та відповідних матеріалів до доповіді виконана здобувачем.

11. Пушанко М.М., Горошко Г.О. Частотний аналіз коливань пульсуючої центрифуги // Тези доповідей на Міжнародній науковій конференції молодих вчених, аспірантів і студентів. - Київ: НУХТ. – 2002. – С. 13.

Особистий внесок — підготовка доповіді та тез належить здобувачу.

АНОТАЦІЯ

Горошко Г.О. Динаміка пульсуючих центрифуг і обґрунтування шляхів підвищення їх надійності та продуктивності. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук по спеціальності 05.18.12 — “Процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв”, Національний університет харчових технологій, Київ, 2003.

Дисертація присвячена вивченню динаміки промислових пульсуючих центрифуг.

Сформульовані рівняння поступальних та кутових коливань пульсуючої центрифуги. Проаналізовано коливання, стійкість руху центрифуги та рух пульсатора. Показана форма руху пульсатора, закон руху центра мас центрифуги та можливість реалізації резонансів для коливань центрифуги. Установлено нечутливість центрифуги до параметричних збуджень та обмеження на частоту руху пульсатора.

Побудовані амплітуди переміщень та сил, які діють на опорні вузли центрифуги.

Запропоновано спосіб та проведено аналіз умов повного автоматичного балансування роторів пульсуючих центрифуг рухомими масами.

Виявлена можливість модернізації конструкції центрифуги за рахунок зменшення маси системи віброізоляції та її геометричних розмірів.

Результати роботи можуть бути використаними при розробці центрифуги нового покоління меншої металоємкості, підвищеної продуктивності та довговічності, зниженої віброактивності.

Ключові слова: пульсуючі центрифуги, вимушені коливання, параметричні коливання, стійкість руху, автоматичне балансування роторів, геометрична й масова модернізація центрифуг.

АННОТАЦІЯ

Горошко А.О. Динамика пульсирующих центрифуг и обоснование путей повышения их надежности и производительности. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.18.12 — “Процессы и оборудование пищевых, микробиологических и фармацевтических производств”, Национальный университет пищевых технологий, Киев, 2003.

Диссертационная работа посвящена изучению динамики пульсирующих центрифуг и обоснованию путей повышения их надежности и производительности, возможностей дальнейшей модернизации и уменьшения металлоемкости.

В диссертации впервые построена математическая модель для изучения динамики пульсирующей центрифуги. Проведен анализ устойчивости движения под влиянием силовых и параметрических возмущений, возникающих вследствие движения пульсатора и дисбалансов ротора.

Показано, что движение пульсатора имеет полигармоничный характер и при колебании корпуса центрифуги может, кроме основного резонанса, привести к появлению дробных резонансов. Построены формулы для определения зависимости частоты движения пульсатора от силы сопротивления при срезывании продукта центрифугирования и критерии вынужденной остановки пульсатора.

Проведен анализ вынужденных колебаний, обусловленных движением пульсатора.

Найденный закон движения центра масс центрифуги при работе пульсатора дал возможность исследовать возможность реализации основного и дробного резонансов и определить предельно допустимую частоту движения пульсатора.

Установлено, что при уменьшении частоты движения пульсатора до 26 колебаний за минуту реализуется дробный резонанс, при котором амплитуды продольных колебаний и галопирования значительно возрастают и происходит аварийная остановка пульсатора.

Сформулированы уравнения поступательных и угловых движений центрифуги для исследования всех основных динамических явлений, которые возникают при основных режимах работы.

Построены характеристические уравнения для вычисления частот собственных поступательных и угловых колебаний корпуса центрифуги с учетом

кинетического момента ротора и элементов привода. Установлено, что значение собственных частот колебаний, кроме частот поперечных и продольных колебаний, практически совпадают со значениями соответствующих парциальных. Частоты поперечных и продольных колебаний существенно отличаются от соответствующих парциальных частот. Установлена слабая зависимость собственных частот колебаний от гироскопических и диссипативных сил.

Проведен анализ чувствительности пульсирующих центрифуг к параметрическим возбуждениям, обусловленным периодическим изменением моментов инерции вследствие продольных перемещений пульсатора. Проведенное исследование устойчивости параметрических колебаний, обусловленных периодическим изменением моментов инерции центрифуги вследствие движения пульсатора, показало, что потеря устойчивости угловых и поступательных движений возможна при значительном (в 3,5 раза) повышении частоты движения пульсатора. Этот результат практически определяет границу возможной интенсификации работы пульсирующей центрифуги в направлении повышения частоты движения пульсатора.

Анализ вынужденных колебаний центрифуги, обусловленных дисбалансом ротора от неравномерной загрузки утфелем, показал, что амплитуды угловых и поступательных колебаний, связанных с дисбалансом, незначительны, а амплитуды сил, действующих на опорные узлы, достигают значительных величин.

Моделированием на ПЭВМ динамических процессов при разгоне и торможении ротора при наличии дисбаланса доказана достаточность мощности привода ротора для безрезонансного перехода через критические области при разгоне разбалансированного ротора.

Выявлена возможность модернизации конструкции центрифуги за счет уменьшения длины ее корпуса. Установлено, что такая модернизация при одновременном увеличении жесткости системы виброзащиты сохраняет динамическую стойкость конструкции.

Проведенный анализ возможностей уменьшения металлоемкости центрифуги за счет облегчения системы виброизоляции установил, при такой модернизации динамическая стойкость сохраняется без уменьшения жесткости системы виброизоляции.

Предложен способ и проведен анализ условий автоматического балансирования ротора свободными подвижными маятниками. Сформулированы условия полной уравновешенности дисбаланса ротора. Эти результаты служат основой для применения в центрифугах такого типа систем автоматического балансирования, при котором практически устраняются динамические нагрузки на опорные узлы, повышается надежность, долговечность.

Результаты работы могут быть использованными при разработке центрифуги нового поколения меньшей металлоемкости, повышенной производительности и долговечности, сниженной виброактивности.

Ключевые слова: пульсирующие центрифуги, вынужденные колебания, параметрические колебания, устойчивость движения, автоматическое балансирование роторов, геометрическая и массовая модернизация центрифуг.

ANNOTATION

Goroshko A.O. Dynamics of pulsing centrifuges and grounding ways for increasing their reliability and productivity. - Manuscript.

The thesis presented for Candidate Degree in Technical Sciences (speciality 05.18.12 – processes and apparatus of food, microbiological and pharmaceutical productions), National University of Food Technologies, Kyiv, 2003.

The thesis is devoted to investigation of industrial pulsing centrifuges dynamics. The equations of advancing and angular vibrations are formulated. Vibrations and dynamic stability and also pulsator motion are analysed. A mode of the pulsator motion, centrifuge mass centre motion law and possibility of resonances realisation for centrifuge vibrations are shown. An insensitivity of the centrifuge to parametric excitation and pulsator motion frequency constraints are established. Displacements and forces in bearings are built. The method is proposed and the analysis of full autobalancing conditions is carried out. A possibility of the centrifuge design modernisation by decreasing vibroprotection system mass and its geometry. Results of the work can be used for developing a new generation centrifuge with less metal expending, increased productivity and durability and lower vibroactivity.

Key words: pulsing centrifuges, forced vibrations, parametric vibrations, motion stability, rotors autobalancing, geometric and mass modernisation of centrifuge.