

УДК 664.1.033

DEVELOPMENT OF DIAGNOSTIC METHODS AND TOOLS TO IMPROVE THE RELIABILITY OF EXTRACTION EQUIPMENT

D. Liulka, O. Serohin, I. Izvolenskyi, O. Maschenko, Y. Chornyi*National University of Food Technologies***Key words:**

Extractor,
Diagnostics,
Reliability,
Tension,
Strain gauge

Article history:

Received 09.11.2023
Received in revised form
18.12.2023
Accepted 19.12.2023

Corresponding author:

energetyc@ukr.net

ABSTRACT

The article presents the results of analytical and experimental studies of the stressed state of the transport system of the column diffusion apparatus. It is known that the development of the sugar industry in Ukraine is accompanied by an increase in the capacity of sugar factories. As a consequence, there is an emergence of a critical mechanical load on the working bodies of the basic equipment, including the transport system of the diffusion apparatus. Understanding the complex mechanical problems that arise during sugar production will allow us to propose measures that need to be taken to reduce the stresses in the main working organs of the transport systems of column extractors. An analytical review of modern methods and means of early diagnosis will allow us to find ways to reduce the negative impact and propose methods for effective distribution of voltages in critical parts of equipment elements. The development of information systems for early diagnosis facilitates the rational operation of equipment in critical conditions, ensuring its reliability during the sugar production season. It has been determined that efficient and reliable operation of extractors requires adherence to specific technological modes. Critical for the extraction process is the diagnosis and mixing of the solid phase. Mixing is necessary to restore the elastic properties of the mixture and improve the hydrodynamic environment in the column, but the intensity of mixing must be within specified, reasonable limits. Excessive mixing is detrimental, resulting in additional grinding of the chips and deterioration of the hydrodynamic properties of the sap mixture. Simultaneously, the study found that the shape of the blade can create a hydrodynamic mass, intensifying mass transfer processes in the apparatus. This allows us to determine scientifically based directions for improving the design of transport systems of extractors.

DOI: 10.24263/2225-2916-2023-33-34-16

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ДІАГНОСТИКИ З ПІДВИЩЕННЯМ НАДІЙНОСТІ ЕКСТРАКЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ

Д. М. Люлька, канд. техн. наук,

О. О. Серьогін, д-р техн. наук,

І. Є. Ізволєнський,

О. А. Мащенко,

Ю. А. Чорний, канд. техн. наук

Національний університет харчових технологій

У статті наведено результати аналітичних та експериментальних досліджень напруженого стану транспортної системи колонного дифузійного апарата. Розвиток інформаційних систем ранньої діагностики дає змогу забезпечити раціональне управління та керування обладнанням, яке працює в критичних умовах, що забезпечує його надійну експлуатацію протягом сезону цукроваріння. Впровадження методики експериментального визначення пульсуючих навантажень, що діють на транспортні лопаті при експлуатації дифузійних апаратів, включаючи перехідні та критичні режими їх роботи, та отриманих на її основі результатів розрахунків, надасть можливість удосконалити конструкції транспортних систем екстракторів.

Ключові слова: екстрактор, діагностика, надійність, напруження, тензодатчик.

Постановка проблеми. Основними вимогами при створенні сучасних дифузійних установок є зниження їх маси, підвищення економічності при одночасному забезпеченні високої надійності [1]. Досвід створення дифузійних апаратів, конструктивні елементи яких піддаються впливам агресивних середовищ, пульсуючим навантаженням, показав, що протягом тривалого періоду мають місце явища втомлюваності, які призводять до руйнування апарата. При цьому тенденція до зростання питомої продуктивності проєктованих апаратів зумовлює створення високонавантажених конструкцій з рівномірних елементів, що призводить до підвищення відмов і руйнування частин апарату та втрати його працездатності.

Серед проблем пульсуючих навантажувальних характеристик найбільш поширеними є втрата несучої здатності лопатей і контрлопатей робочих органів транспортних систем. Вивчення їхнього характеру, закономірностей що виникають під час створення й експлуатації екстракційних установок [1], постійно перебувають у полі дослідників, інженерів і конструкторів.

Руйнування транспортних систем дифузійних апаратів у процесі їх експлуатації призводять до значних матеріальних збитків. Особливо актуальне це завдання для рухомих і нерухомих елементів транспортних систем екстракторів [1]. Хоча загальні причини пульсуючих навантажень на лопаті та контрлопаті транспортних систем давно відомі, але все-таки сучасні тенденції проєктування форм лопатей і контрлопатей, їх конструктивних особливостей вимагають підвищення точності і достовірності визначення величин навантажень, що виникають на лопаті та контрлопаті при перехідних режимах апаратів, особливо на етапах пуску й зупинки агрегата. Пульсуючі навантаження необхідні для забезпечення технологічних параметрів процесу екстрагування, проте вони зумовлюють і підвищують небезпеку виникнення відмов при експлуатації екстракторів. Тому при проєктуванні дифузійного обладнання та освоєнні їх серійного виробництва необхідне визначення ре-

альних навантажень, критичних умов експлуатації апаратів та межі їх надійної роботи при перехідних режимах.

Проблема визначення критичних умов експлуатації, як відомо, пов'язана з реальною складністю визначення навантажень і напружень у найвідповідальніших частинах транспортних елементів. Навантаження можна визначати непрямим шляхом вимірювання крутного моменту на приводі агрегата, розрахунковим шляхом, але найбільш достовірна інформація про напружений стан в елементах транспортних систем при експлуатації може бути отримана безпосереднім вимірюванням напружень методом тензометрії [1, 2].

Мета дослідження: розробити методику експериментального визначення пульсуючих навантажень, що діють на транспортні лопаті при експлуатації апаратів, включаючи перехідні та критичні режими роботи дифузійних апаратів, та проаналізувати отримані на її основі результати, які дають змогу удосконалити конструкцію транспортної системи екстрактора.

Матеріали і методи. Використано комплекс прийомів, принципів і методів наукового дослідження, зокрема: аналіз і синтез механічних систем і конструкцій — для деталізації об'єкта дослідження, в нашому випадку колонного дифузійного апарата, та використання методу тензометрії [3], що дало змогу отримати інформацію про напружений стан у лопатях в реальних експлуатаційних умовах екстракційного обладнання протягом сезону цукроваріння. Це надасть можливість об'єднати експериментальні й аналітичні результати окремих елементів дослідження у цілісне явище з метою теоретичного та практичного поглиблення уявлень про реальну ранню діагностику базового обладнання й повести методичне узагальнення — для з'ясування сутності, завдань і шляхів надійної експлуатації екстракційного обладнання [5].

Результати досліджень. Моделювання силової взаємодії лопаті та вінця контрлопатей та їх взаємодія з потоком сокоотружкової суміші.

Рамна конструкція контрлопатей колонного апарата є просторовою системою (рис. 1, а), що складається з таких основних частин: корпусу колони 1 і внутрішнього кільця 3, до яких приварюються контрлопаті 2. Контрлопаті виконуються у вигляді просторових елементів тонких оболонок, що мають змінну жорсткість по довжині. З'єднання контрлопатей з корпусом і внутрішнім кільцем відбувається по кривих, що не лежать у радіальній або горизонтальній площині. Найбільші напруження у перерізах контрлопатей, як показали наші дослідження на натурних конструкціях, виникали в перерізах I та V (рис. 1, б).

При виконанні розрахунку методами будівельної механіки [4, 12] робоче колесо розглядається як просторова статично невизначена стрижнева система. При цьому можна вважати опорне закріплення контрлопаті до корпусу жорстким як у маточині, так і внутрішньому кільці, розглядаючи його як абсолютно жорстке, але рухоме по вертикалі, або вважати опорне закріплення у маточині корпусу жорстким, а у внутрішньому кільці обода пружним. При застосуванні першого варіанта розрахунку (жорсткий обід) «основна система» за методом сил виходить відсіканням контрлопаті від кільця і додатком у центрі мас поперечного перерізу лопаті сил і моментів R , V , S (рис. 1, б).

Експериментальні дослідження на натуральних об'єктах, описані в [4], дають змогу визначити в повному обсязі напружений і деформований стан металоконструкцій колонних апаратів. Хоча вимірювання напружень і переміщень на реальних конструкціях досить просто реалізувати, однак отримання повної картини на-

пруженого стану в експлуатаційних режимах викликає труднощі, якщо не використовувати результати експериментальних досліджень напружень і, навпаки, тензометричні методи дають змогу знайти напруження без застосування розрахунку, проте значну кількість експериментів важко виконати. Тому можливий такий комплексний метод визначення напружень у складних конструкціях, у якому поєднувався б розрахунок з вимірюваннями на натуральному об'єкті.

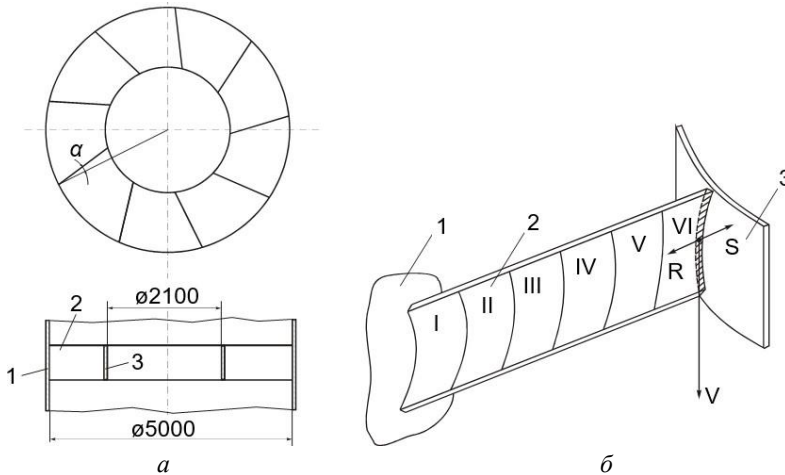


Рис. 1. Розрахункова модель з'єднання контролопатеї: а) схема з'єднання контролопатеї; б) розрахункова схема контролопатеї

Забезпечення умов поєднання розглянутих на найпростіших конструктивних пристроях окремих елементів у цілій статично невизначеній конструкції проводиться шляхом розрахунку зі складанням і розв'язуванням лінійних рівнянь деформацій, з яких визначаються статично невизначені зусилля в перерізах. Напруження та переміщення в будь-якій точці статично невизначеної конструкції знаходяться доданням виміряних на найпростіших комбінаціях величин, помножених на значення відповідних статично невизначених зусиль.

Застосування поєднання такого експерименту з розрахунком статично невизначених конструкцій визначається можливістю допустити досить простий розподіл напружень у перерізах, якими розсікається задана конструкція при розрахунку. Розглянемо застосування такого поєднання експерименту на окремих елементах транспортної системи та розрахунку визначення напружень у несучій металокопункції контролопатевої рамної системи колонного апарату.

До останнього часу в конструкторських бюро застосовувався наближений розрахунок основної частини конструкції апарату й транспортної системи як кільця на згин вздовж діаметрального перерізу навантаженого нормально до його площини. При цьому кожна частина металокопункції (контролопатея, кільце) розглядалися незалежно, тобто без урахування підтримуючої дії приєднаних до неї деталей. Такий розрахунок дав змогу правильно оцінити роботу кільцевих елементів і напружень у місцях кріплення контролопатеї до корпусу та кільця, що призводило до недосконалих конструктивних рішень [10].

При першому вдосконаленні розрахунку [7, 9] контролопатею розглядалися без приєднаних деталей, але після розрахунку та приєднання до них кільця прово-

Для зручності варіювання кільцевих зв'язків і зменшення кількості невідомих у рівняннях може бути спочатку визначено невідомі $X_1, X_2, \dots, X_6$ залежно від $X_1 = 1$ т, $X_2 = 1$ т та заданого навантаження, також визначені відповідні їм коефіцієнти пружності, а після цього знайдено зусилля $X_1, X_2, \dots, X_6$ у зв'язках.

При розрахунку, при навантаженні $P = 1$ т, у припущенні абсолютно жорстких кільцевих обв'язок зусилля в обв'язках одержують рівними $X_1 = 0,774$ т; $X_2 = 1,491$ т; напруження в рамі відрізняються від наведених у [3, 6] не більше, ніж на 15%. Отримана розбіжність розрахункових напружень із вимірними на натуральному зразку та наведеними у [3, 6] значною мірою визначаються складностями правильного врахування жорсткостей елементів і вузлів рамної конструкції, тобто підрахунку величин δ_{ik} та Δ_{ip} . Наявність значних напружень у вузлах рамної конструкції, які отримано експериментально на елементах натурального зразка, підтверджується на підставі кінематичного аналізу її схеми.

Експериментальні дослідження напруженого стану деталей і вузлів проведено з урахуванням результатів теоретичного аналізу деформацій та напружень і виконано із застосуванням методів прикладної механіки та чисельних методів теорії пружності [7]. Попередньо проведені дослідження напружень на моделях [3] дають змогу при статичному та динамічному тензометруванні натурної конструкції використовувати менше необхідних тензодатчиків і найбільш правильно вибирати їх розташування на досліджуваному елементі.

Перші тензометричні дослідження дифузійного апарата проведено на Саливонківському цукровому заводі [1]. Використання інформаційно-вимірювальної системи дало змогу відпрацювати методику універсального дослідження. Етапи експериментальних досліджень: визначення напружень, зусиль, переміщень і крутних моментів в елементах транспортної системи з метою оцінки динамічних характеристик лопатей різних конструкцій; визначення дійсних параметрів навантажень та відповідних їм деформацій і напружень в елементах конструкції; накопичення статистичних даних про навантаження при експлуатації дифузійних апаратів, для розроблення уточнених методів розрахунку та обґрунтування експлуатаційного ресурсу; контроль реального навантаження та стану конструкції для оцінки залишкового ресурсу апарата.

Висока ефективність сучасних числових методів розрахунку з використанням комп'ютерних програм дала змогу вирішити багато завдань проєктування екстракційного обладнання, включаючи оптимізацію форм і розмірів елементів транспортної системи [5]. Однак при складній конфігурації робочої поверхні транспортної системи та різних поєднаннях зовнішніх навантажень чисельні методи виявлялися неефективними для розрахунку напружено-деформованого стану через необґрунтовані спрощення. Дійсні навантаження, які зумовлені специфікою експлуатації апарата, особливо при аварійних і нестандартних ситуаціях, суттєво відрізняються від номінальних, що приймаються під час проєктування. Тому для визначення реальної навантаженості елементів транспортної системи при доведенні дослідних зразків у реальних умовах експлуатації застосовували методи експериментальної механіки і, зокрема, тензометрію, використовуючи безконтактні методи вимірювання крутного моменту [3].

Розглянемо специфіку досліджень і постановку тензометричних експериментів на технологічному обладнанні, результати натурних досліджень напружено-деформованого стану транспортних систем колонних дифузійних апаратів і розрахунково-експериментальний системний підхід, розроблений та проведений на низці цукрових заводів України та за кордоном.

Методика експериментального вимірювання напруженого стану в лопатях та контрлопатях транспортної системи. Вимірювання напружень у лопатях і контрлопатях дифузійних апаратів, проведені на цукрових заводах, досить повно описані у [1, 2, 5]. Однак є питання, які слід висвітлити повніше. До них відноситься отримання безперервного запису напружень у процесі експлуатації безконтактним методом вимірювання навантажень, вибір і монтаж тензорезисторів, що працюють в агресивному середовищі і при пульсуючих температурах із застосуванням безконтактних вимірювальних систем. Запропонована методика надає можливість проводити вимірювання деформацій при змінних температурах з досить високою точністю, використовуючи при цьому термостійкі тензорезистори, що приварюються. Різні температурні характеристики робочого та компенсаційного тензорезисторів, які отримано, апроксимувалися лінійною функцією та уточнювалися за допомогою тензорезисторів-свідків, які встановлюються в корпусі дифузійної колони.

На рис. 3 показано схему дифузійної установки зі зміненою конструкцією транспортної системи. Трубовал 4, обертаючись навколо осі O_1-O_1 із заданою кутовою швидкістю залежно від необхідної продуктивності, переміщує лопаті 1. При обертанні трубовала лопаті переміщують стружку, однак для забезпечення стійкого і рівномірного транспортування контрлопаті перешкоджають закручуванню стружки в горизонтальних площинах разом з лопатями і змінюють її рух у необхідному напрямку. При цьому контрлопаті, через сокостружкову суміш, чинять силову дію на лопать. Таким чином, у процесі руху лопать взаємодіє з сокостружковою сумішшю, сприймаючи при цьому подвійне навантаження сокостружкової суміші та контрлопатеї. У результаті такої взаємодії виникає пульсуючий напружений стан.

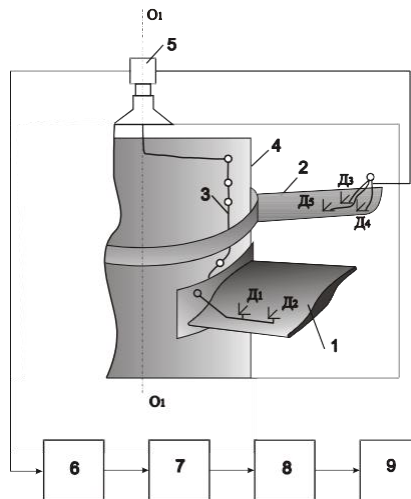


Рис. 3. Схема вимірювального комплексу колонного дифузійного апарата

Досвід [1] показав, що доцільно розмішувати датчики в тих місцях елементів обладнання, де є найбільші деформації. Максимальні напруження в лопатях виникають у місцях кріплення лопатей до трубовалу 4, а в контрлопатях — у місцях їх кріплення до корпусу.

Реєстрацію проводили пересувним вимірювально-обчислювальним багатоканальним комплексом, що розміщувався у будівлі цукрового заводу. До складу вимірювально-обчислювального комплексу для вимірювань напружень і деформацій входили серійні прилади. Комплекс містить також РС разом із додатковими прис-

троями для оперативної обробки результатів вимірювань за розробленою програмою [1].

Суттєве значення при оцінці міцності лопатей і контрлопатей має врахування напружень при швидкоплинних перехідних режимах апарата (пуск, правильна зупинка апарата, аварійні зупинки та скидання навантаження). На перехідних режимах можливе виникнення значних напружень одного знака, що може призвести до аварій, а також до виникнення значних змінних і пульсуючих напружень, що спричиняє утворення втомлюваних тріщин.

Для всебічного аналізу цих явищ у натурних умовах на лопатях і контрлопатах рамних конструкцій проводили два види тензометричних вимірювань:

- статичні вимірювання деформацій у відносно великій кількості точок (близько 20) для вивчення розподілу напружень при встановлених режимах, які можуть витримуватися в апараті тривалий час;

- комп'ютерну реєстрацію динамічних деформацій і переміщень при робочих режимах апарата одночасно в 5...10 точках на лопаті та контрлопаті з координованим за часом записом основних показань, що визначають робочий стан апарата та параметри навантаження (рівень води в дифузійній колоні, навантаження, оберти трубоваду, споживана потужність, окремі позначки зміни режимів роботи апарату та позначка часу). Діапазон частот зміни цих деформацій від 0 до 50 Гц.

При тензометруванні контрлопатей, що мають тріщини в місцях кріплення їх до корпусу та кільця, тензодатчики встановлювалися в зонах тріщин і тих же місцях на контрлопатах, що не мають тріщин. Таким чином оцінювався вплив перенавантажень. Для оцінки зниження напружень тензодатчики встановлювалися також на контрлопатах, що мали тріщини та посилені накладки. Розташування основних тензодатчиків на поверхні контрлопатей показано на рис. 4. Для забезпечення завадостійкості досліджуваних сигналів і виключення їхнього взаємного впливу всі з'єднання у вимірювальних каналах здійснюються екранованими кабелями. При вимірюванні деформацій на лопатях та контрлопатах апарата застосовували дротяні, термокомпенсовані, вологостійкі датчики з базою 20 мм та опором 400 Ом. Чутливу решітку тензодатчиків виконано з константанового невідпаленого дроту діаметром 30 мк. Коефіцієнт тензочутливості $K=2,01$.

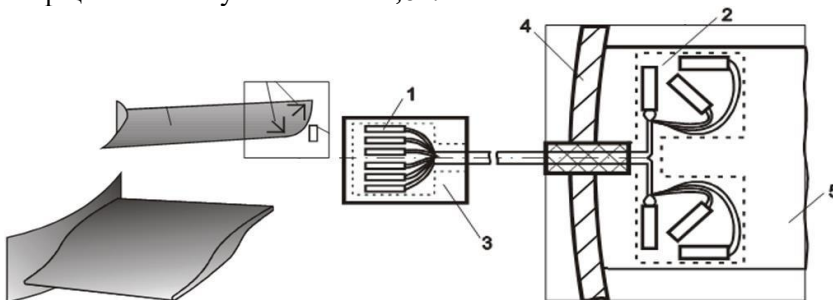


Рис. 4. Схема розташування тензодатчиків на контрлопаті транспортної системи

На рис. 5 представлено одну з осцилограм напружень, що виникають у лопаті дифузійного апарата на одному з цукрових заводів. Запис напружень проводили при продуктивності апарата 97,2 т/год і частоті обертання трубоваду $0,0053 \text{ с}^{-1}$. Перші три криві 1 (рис. 5) показують зміну напружень t_1 , t_2 , t_3 в розетці, що розташована на відстані 200 мм від трубоваду, криві 2 — на відстані 400 мм.

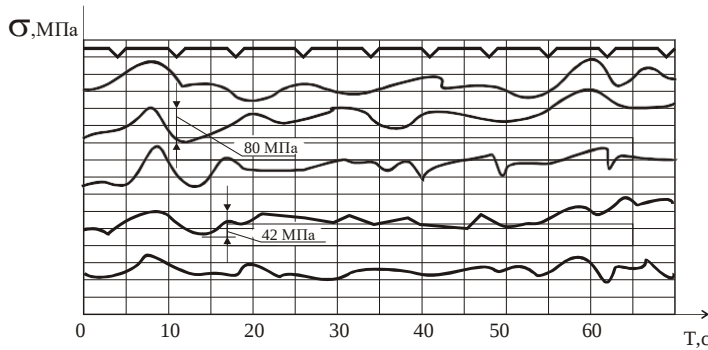


Рис. 5. Осцилограма напруженого стану в лопаті при пуску та зупинці дифузійного апарата

Через 60 с після початку запису зупиняли трубовал і напруження знижувалися до нуля. Це надавало можливість кожному датчику визначити початок відліку. Момент пуску показано на осцилограмі рис. 5.

На наведених осцилограмах чітко видно пульсації напружень і очевидна причина, що викликає такий напружений стан — пульсуюче навантаження. При режимі роботи апарата змінна складова напружень не перевищує 20...30% від постійної складової. Найбільше нормальне напруження в лопатях при номінальній потужності апарата виникає у місці з'єднання лопаті й трубовалу. При пікових підвищеннях потужності напружень в окремих точках лопаті перевищують номінальні. Таке збільшення напружень збігається з моментом проходження лопаті під контролопаттю.

Уся експериментальна робота проводилася при різних експлуатаційних режимах з одночасним безперервним записом напружень, що виникають при цьому. Аналізуючи експериментальні дані, можна відзначити, що різні за конструкцією транспортні системи забезпечують приблизно однакову годинну переробку при різних частотах обертання трубовала та витратах енергії. Транспортна система дифузійної устатковки типу КДА, обертаючись з частотою 0,54 об/хв ($0,009 \text{ с}^{-1}$), споживає в 4,5 рази більше електроенергії, ніж привід трубовала з модернізованою системою, що забезпечує майже таку ж продуктивність при обертанні із частотою 0,1 об/хв ($0,0016 \text{ с}^{-1}$). Порівнюючи величини питомих наповнень, продуктивності, часу екстрагування, можна дійти невтішного висновку, що значну зміну споживання енергії приводом трубовала до та після модернізації можна пояснити лише інтенсивним перемішуванням сокостружечної суміші у процесі транспортування. Хоча середній інтегральний час дифундування не змінюється, збільшене розсіювання виходу стружки призводить до підвищення втрат сахарози в жомі [8].

Результати оброблених даних представлено на рис. 6 у графічному вигляді. Максимальні напруження представлено кривою 1, мінімальні — кривою 2, крива 3 показує зміна кута, що характеризує положення основних напружень у площині та часі. Зміна в часі основних напружень визначається їх середнім значенням і відносним відхиленням від них.

Розмір середнього значення основних напружень залежить від питомого наповнення колони стружкою та швидкості обертання трубовала. При частоті обертання 0,21 об/хв ($0,0035 \text{ с}^{-1}$) і питомому наповненні 520 кг/м^3 середнє значення головних максимальних напружень у модернізованому апараті $108,3 \text{ кг/см}^2$ ($10,83 \text{ МПа}$) до модернізації — 325 кг/см^2 ($32,5 \text{ МПа}$).

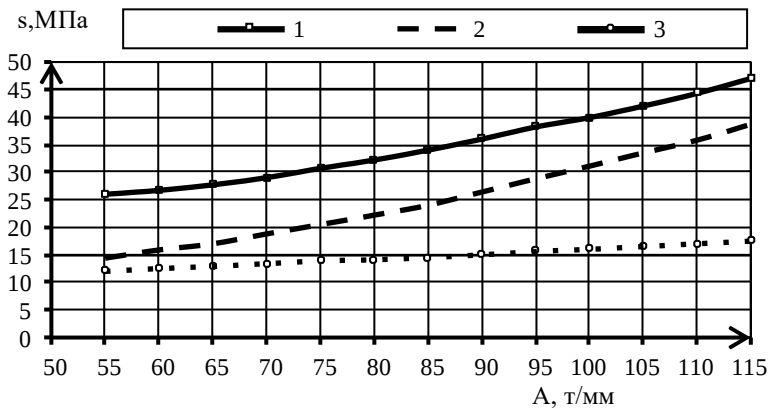


Рис. 6. Залежність напруженого стану від продуктивності апарата:

1 — τ_{max} — максимального головного напруження; 2 — α^0 — кут, що характеризує напрямок головного напруження на поверхні лопаті; 3 — σ_{min} — мінімального головного напруження

Зсув кривих у часі на осцилограмі однієї відносно іншої підтверджує, що, окрім вигину, лопать зазнає кручення. Зміна кута напрямку основних напружень показує ступінь спільної дії на лопать згину та кручення. При дії на лопать навантаження кручення зазор між лопаттю та контрлопаттю зверху збільшується, при цьому практично не змінюється зазор від лопаті до нижньої контрлопаті. Викликано це тим, що закручування лопаті відбувається навколо центру тяжіння поперечного перерізу. Центр тяжіння зміщено до лобової кромки лопаті, отже, нижній проміжок збільшується незначно. Це виключає можливість зачеплення лопаті та контрлопаті, як це мало місце у транспортній системі з лопатями трикутного поперечного перерізу, де центр тяжіння поперечного перерізу та центр навантаження лопаті збігався. Тому при перевантаженнях лопать прогиналася та виникала можливість аварійної ситуації. Зміщення центрів тяжіння й застосування навантаження в модернізованих лопатях створює також ефект саморозвантаження та більш плавного її навантаження. У лопаті напруження перерозподіляються так, що вони не досягають критичних значень. Залежність між величиною навантаження та деформацією лопаті встановлено аналітичним шляхом [7].

Напруження в точках вимірювань знаходиться в складній залежності від потужності, що споживається приводом, і змінюється залежно від співвідношення розмірів лопаті, контрлопаті та інших параметрів апарата. Очевидно, це пов'язано з нерозподілом тисків на робочу поверхню лопаті від потоку сокостружкової суміші.

На виникнення в лопаті динамічних напружень суттєво впливають форма і розміри лопаті та контрлопаті, особливо їхнє взаємне розташування. У проведених експериментах з модернізованою транспортною системою вихідна кромка лопаті не створює за нею вихорів, що порушувало б технологічний процес екстрагування. При перехідних режимах роботи додаткові складові напруження в лопатях зростають до 30...40% від середньої складової, але сумарні напруження в лопаті не перевищують по абсолютній величині найбільші напруження, що діють при номінальних навантаженнях апарата.

Висновки. Встановлено, що ефективна та надійна експлуатація екстракторів потребує підтримки заданих технологічних режимів. Найважливішими для процесу екстрагування є діагностика та перемішування твердої фази. Перемішування необхідно для відновлення пружних властивостей суміші та покращення гідродинаміч-

ної обстановки в колоні, але інтенсивність перемішування повинна мати обґрунтовані межі. Зайве перемішування шкідливе і призводить лише до додаткового подрібнення стружки та погіршення гідродинамічних властивостей сокостружкової суміші. Разом з тим встановлено, що форма лопаті може створювати гідродинамічну масу, що інтенсифікує масообмінні процеси в апараті. Це дає змогу визначити науково-обґрунтовані напрямки вдосконалення конструкцій транспортних систем екстракторів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Серьогін, О. О. Практичний досвід експлуатації, діагностики та ремонту промислових екстракторів / О. О. Серьогін, Д. М. Люлька, В. В. Пономаренко // Цукор України. №1 (61). 2011. С. 51—55.
2. Pástor, M., Čarák, P., & Gömöry, I. (2019). The assessment of the residual stresses influence on generation of the infringement in shape-complex supporting members. *Strojnícký časopis — Journal of Mechanical Engineering*, 69(1), 85—96. <https://doi.org/10.2478/scjme-2019-0007>.
3. Андреев, А. Г. Тензометрия: подручник / А. Г. Андреев, Г. І. Львов, О. В. Щепкін. Харків: НТУ «ХП», 2017. 232 с.
4. Кухар, В. В. Основы экспериментальных методов исследования процессов обработки металлов давлением: навальный посібник / В. В. Кухар, О. С. Аніщенко, А. Г. Присяжний. Маріуполь: ПДТУ, 2019. 234 с.
5. Yurgaytis, A., Topchii, D., & Chernigov, V. (2019). Conducting tensometric monitoring of the technical and stress-strain state of underground facilities. *MATEC Web of Conferences*, 265, 05036. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201926505036>.
6. Супрунчук, В. К. Ремонт обладнання підприємств по переробці сільськогосподарської продукції: Довід. / В. К. Супрунчук, М. П. Роменський, О. М. Панчук, В. М. Роменська // К.: Урожай, 1992. 176 с.
7. Novotnak, J., Smelko, M., Andoga, R., Lipovsky, P., & Filko, M. (2019). Modeling of the tensometric measuring system. *Acta Avionica Journal*, 18—23. <https://doi.org/10.35116/aa.2019.0004>.
8. Люлька, Д. Ефективні способи діагностики екстракційного обладнання цукрових заводів / Д. Люлька, О. Серьогін, О. Арапов // Харчова і переробна промисловість. 2005. №3, С. 6—7.
9. Пат. на корис. модель №34157U Україна, C13D 1/10 (2008.1). Колонний дифузійний апарат / Серьогін О. О., Адаменко В. П., Серьогіна Л. К., Люлька Д. М., Серьогіна Т. О. №u 2008 03874; Заявл. 27.03.08; Опубл. 25.07.08.
10. S. Nikiel. *CIagly dyfuzor korytowy* / Wydawnictwa naukowo-techniczne., Warszawa. 1971. 146 p.
11. Sotudeh-Gharebagh, R., Shamekhi, H., Mostoufi, N., & Norouzi, H. R. (2009). Modeling and optimization of the sugar extraction process. *International Journal of Food Engineering*, 5(4). <https://doi.org/10.2202/1556-3758.1398>.
12. Суранов, О. В. Основы автоматизации строительных, дорожных и вантажнорозвантажувальних машин. Ч. 1. Вимірювальні перетворювачі: Навальный посібник / О. В. Суранов, В. О. Стефанов, О. О. Суранов // Харків: УкрДАЗТ, 2011. 146 с.