

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА
СПОРТУ УКРАЇНИ**

**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

**Збірник
тез доповідей**

**XVI
НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
Тернопільського національного технічного
університету імені Івана Пулюя
Том II
МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО ТА
МАШИНОБУДУВАННЯ**



5-6 грудня 2012 року

ТЕРНОПІЛЬ, УКРАЇНА

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА
СПОРТУ УКРАЇНИ**

**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

**Збірник
тез доповідей**

**XVI
НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ**
Тернопільського національного технічного
університету імені Івана Пулюя
Том II
**МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО ТА
МАШИНОБУДУВАННЯ**



5-6 грудня 2012 року

ТЕРНОПІЛЬ, УКРАЇНА

ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

Голова: П. Ясній – д.т.н., проф., ректор.

Заступник голови: Р. Рогатинський – д.т.н., проф.

Вчений секретар: В.Дзюра – к.т.н., доц.

Члени: д.ф.-м.н., проф. О.Шаблій, д.т.н., проф. В.Андрійчук, д.е.н., проф. Андрушків, д.п.н., проф. Н.Буняк, д.т.н., проф. Т.Вітенько, д.т.н., проф. Б.Гевко, д.ф.-м.н., проф. Л.Дідух, д.ф.н., проф. А. Довгань, д.т.н., проф. П.Євтух, к.т.н., доц. О.Закалов, к.т.н., доц. К.Зеленський, к.т.н., доц. В.Калушка, д.е.н., проф. Н.Кирич, д.ф.-м.н., проф. В.Кривень, к.п.н., доц. В.Кухарська, к.т.н., доц. А.Лупенко, д.т.н., проф. С. Лупенко, д.т.н., проф. І.Луців, к.ф.н., проф. В. Лобас, к.т.н., доц. О.Мацюк, д.т.н., доц. П.Марущак, к.ф.н., проф. В. Ніконенко, к.т.н., доц. М.Паламар, к.т.н., доц. М.Петрик, д.біол.н., проф. О.Покотило, д.т.н., проф. М.Підгурський, к.т.н., доц. А.Пік, д.т.н., проф. М.Пилипець, д.т.н., проф. М. Приймак, к.т.н., проф. Я.Проць, д.т.н., проф. Т.Рибак, д.н.д.у., проф. М. Рудакевич, к.т.н., доц. Л.Скоренький, д.т.н., проф. П.Стухляк, д.іст.н., проф. Я. Стоцький, к.т.н., доц. М. Тарасенко, к.е.н. проф. Р.Федорович, к.ф.-м.н., доц. Б.Шелестовський, д.б.н., проф. В. Юкало, к.т.н., доц. Яськів В.І., д.т.н., проф. Б.Яворський, нач. Відділу ВІД О.Дубик.

Адреса оргкомітету: ТНТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, 46001,

тел. (0352) 251686, факс (0352) 254983

E-mail: volodymyrdzyura@gmail.com

НАПРЯМКИ РОБОТИ КОНФЕРЕНЦІЇ

- Математичне моделювання і механіка.
- Машинобудування.
- Інформаційні технології.
- Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва.
- Матеріалознавство, міцність матеріалів і конструкцій.
- Електротехніка та світлотехніка.
- Імовірнісні моделі біофізичних сигналів і полів та обчислювальні методи і засоби їх ідентифікацій.
- Математика.
- Фізика.
- Хімія. Хімічна, біологічна та харчова технології.
- Обладнання харчових виробництв.
- Менеджмент у виробництві та соціальній сфері.
- Економіка та підприємництво.
- Гуманітарні науки.

Секція: **МАШИНОБУДУВАННЯ**

Керівники: **проф. І. Луців, проф. Б. Гевко, проф. М. Пилипець**

Секретар: **доц. В. Васильків**

УДК 631.356

В. Барановський

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

АДАПТОВАНА КОРЕНЕЗБИРАЛЬНА МАШИНА

В умовах України, а особливо в умовах господарювання багатогалузевих фермерських сільськогосподарських підприємств, які вирощують коренеплоди цукрових, кормових, столових буряків і моркви, актуальною техніко-економічною проблемою є окупність реалізації технічно складних і занадто дорогих (у середньому від 300 до 700 тис. грн за одиницю) самохідних бункерних комбайнів (СБК) у зв'язку з обмеженими кліматичними термінами їх застосування (біля одного календарного місяця) на незначних площах (особливо кормових і столових буряків і моркви), причому 90 % цих загальних площ коренеплодів ще збирається роздільними дво- або трифазними енергозатратними, економічно-збитковими способами.

Сучасні напрямки розвитку коренезбиральних машин (КМ) повинні передбачати розробку та впровадження в сільськогосподарське виробництво високопродуктивних, енергозберігаючих і технологічно надійних збиральних комплексів та технічних засобів, які є адаптованими до одночасного збирання коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви однією адаптованою коренезбиральною машиною (АКМ).

Значне підвищення ефективності господарювання багатогалузевих фермерських господарств може досягатися не тільки економічним аналізом прибутку, а й передусім такими показниками як: визначення гнучкості використання однієї АКМ відносно збирання різних культур коренеплодів в умовах різних ґрунтових фонів, різних агрофізичних характеристик коренеплодів тощо; циклічності необхідних строків виконання робіт відносно погодно-кліматичних умов, організаційних заходів тощо; сумісності з попередніми технологічними операціями та системами виробництва культури, наприклад, як засоби обробітку ґрунту, посіву, догляду, ширина міжрядь, урожайність тощо.

Використання АКМ, конструктивно-компонувальні схеми яких побудовані на основі застосування адаптованих викопувальних робочих органів (ВРО) і очисних робочих органів (ОРО), значно розширить терміни роботи АКМ на протязі року шляхом збирання коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви однією АКМ, при стабільних агротехнічних показниках якості роботи, що призведе до зростання техніко-економічної ефективності виробництва коренеплодів. В основу вирішення наукової проблеми підвищення техніко-експлуатаційних і агротехнологічних показників якості роботи АКМ покладено гіпотезу про можливість значного розширення діапазону та строків застосування машин для збирання коренеплодів шляхом розробки та обґрунтування параметрів і загальних конструктивно-технологічних принципів і аспектів використання АКМ, побудованих на основі розробки та дослідження її адаптованих ТТС робочих органів.

Розробка, або алгоритм побудови конструктивно-компонувальної схеми АКМ повинен базуватися на застосуванні в її функціональній схемі основних адаптованих ТТС - адаптованого викопувального транспортно-очисного комбінованого робочого органу (АВТОКРО) та адаптованого транспортно-очисного комбінованого робочого органу (АТОКРО), які являють собою моноблочні викопувальні та очисні ТТС комбінованих ВРО і ОРО, принципи функціонування яких ґрунтуються на загальних властивостях технологічного процесу роботи адаптерів багатofункціонального (в деякій мірі універсального) типу, їх призначення та способів застосування під час збирання коренеплодів.

УДК 621.86

С. Білик

(Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»)

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ШЛІФУВАННЯ СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

Пристрій для шліфування сферичних поверхонь (рис. 1.) виконано у вигляді корпусу 1, зверху до вікна якого жорстко закріплено бункер 2 з заготовками кульок 3. В корпусі знизу бункера виконано вікно 4 для подачі кульок 3 в циліндр подаючого механізму 5, який розміщено горизонтально, внутрішній отвір якого є у взаємодії з кульками з можливістю їх осьового переміщення, причому отвір відкритий з лівого кінця. На виході цього отвору кульки є у взаємодії з двома п'єзоелектричними датчиками 6, які розмішені в діаметрально протилежних місцях отвору і під'єднані до аналого-цифрового перетворювача 7 та комп'ютера 8. Своїми лівими торцями кульки є у взаємодії з торцем шліфувального круга 9. Знизу в циліндричному корпусі 1, на проти оброблюваної кульки 3 виконано вікно 10, яке закрито кришкою 11 з пружиною стиснення 12. Кришка тросом 13 під'єднана до пульта керування (на кресленні не показано), а кульки в отворі 4 підтиснуті плунжером 14 з пружиною 15, а з правого торця корпусу встановлено ноніус 16 зі шкалою 17. Крім цього ноніус з'єднаний з плунжером, аналого-цифровим перетворювачем 7 і комп'ютером 8, який подає команду на пульт керування 18 про необхідні регулювання.

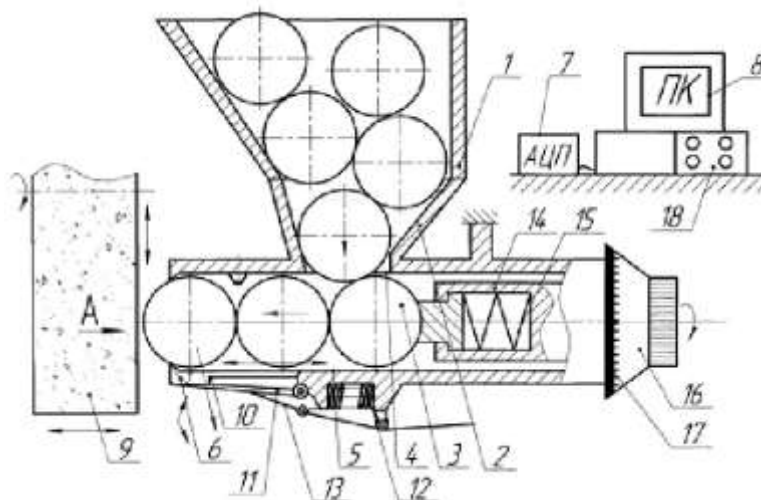


Рис. 1. Пристрій для шліфування сферичних поверхонь (Патент України № 58955).

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Кульки 3 засипаються в бункер 2, які попадають в отвір 4 та подаючий механізм 5 і підтискуються торцями до шліфувального круга 9, який обертається і здійснює шліфування по всій сферичній поверхні. Для шліфування інших типорозмірів в отвір вікна 4 встановлюють іншого розміру падаючий механізм, що полегшує його переналадку на інші типорозміри. Після шліфування кульки 3 контролюються п'єзоелектричними датчиками 6 і по мірі їх готовності, команда поступає на пульт керування 17, який подає команду на відведення троса 13 і відкриття кришки 11 для виведення готової кульки 3 з зони різання в ємність.

Крім цього пристрій можна використовувати для чорнового оброблення і полірування замінивши круг 9 на відповідний.

До переваг пристрою відноситься збільшення продуктивності праці і покращення якості готової продукції.

УДК 621.86

Б. Бригадир, О. Ляшук

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

УНІВЕРСАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАМІРУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКІВ

Основними робочими і завантажувально-розвантажувальними органами більшістю сільськогосподарських, дорожніх, будівельних, харчопереробних машин являються гвинтові механізми. Їх питома маса як транспортних установок становить в середньому 40...45%. Універсальний контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків (рис. 1.) виконано у вигляді нижньої плити 1, до якої жорстко закріплена задня вертикальна стійка 2 з шкалою ноніуса 3 і рухомою рамкою 4 з гвинтовим затискним елементом і вимірювальною планкою 5 для заміру зовнішнього діаметра шнека 6. На нижній плиті ззаду жорстко встановлено задню упорну планку 7 для точного базування шнека. Справа на нижній плиті 1 на направляючих типу ластівкового хвоста 8 встановлено праву вертикальну стійку 9 для переміщення по довжині нижньої плити для заміру внутрішніх діаметрів шнеків 6. Для цього використовують вимірювальну планку 10, яка жорстко кріпиться до рухомої рамки 11 і жорстко фіксується гвинтом. На правій вертикальній стійці нанесена шкала ноніуса 12 для заміру внутрішнього діаметра шнека. Ця операція здійснюється за допомогою щупа 13 двохсторонньої дії при його переміщенні по правій стійці 9. Другим упором шнека на нижній плиті, крім упорної планки 7, з діаметрально протилежної сторони шнека 6 є підтиснута призма 14, яка жорстко закріплена до передньої упорної планки 15, яка жорстко закріплена до нижньої плити і яка є паралельною до задньої упорної планки і яка є у взаємодії з шпильками 16, які встановлені перпендикулярно до осі шнека і які є у взаємодії з пружинами стиснення 17, які жорстко закріплені до підтиснутої призми, і підтискують шнек 6 до задньої планки 7 з можливістю осьового переміщення. При цьому ліві кінці шпильок 16 є у взаємодії з наскрізним отвором 18 підтиснутої призми 14 з можливістю осьового переміщення.

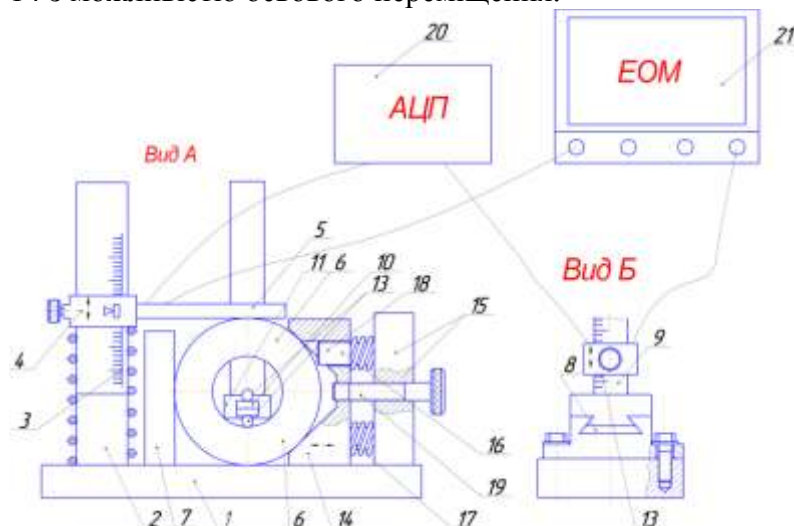


Рис. 1. Універсальний контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків

До переваг пристрою відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці контрольних операцій.

Для вільного встановлення шнека 6 для заміру його параметрів підтиснута призма 14 відводиться в сторону за допомогою відтяжного гвинта 19, який жорстко кріпиться до підтиснутої призми і через наскрізний отвір передньої планки 15 виходить на зовні.

Вимірювальна планка 5 і щуп 13 системою каналів з'єднано з аналогово-цифровим перетворювачем 20, а той в свою чергу з комп'ютерною системою 21.

УДК621.001 2(7)

В. Васильків, В. Киселиця, М. Радик

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОГЛЯД РИНКОВОЇ НОМЕНКЛАТУРИ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ ВИГОТОВЛЕННЯ

На сучасному ринку різноманітність конструкцій гвинтових заготовок (ГЗ) структуризована на 6 типів: багатовиткові суцільні ширококутові ($B/H < 5$) і вузькокутові, секційні суцільні, стрічкові, конічні і фасонні. Основними способами виготовлення секційних гвинтових заготовок (СГЗ) є штампування; багатовиткових суцільних ширококутових – холодне або гаряче прокатування смугових заготовок; багатовиткових вузькокутових – згинання або навивання на оправку смугових заготовок на ребро. Такі заготовки здебільшого виготовляють із недорогих сталей А 107, А 283, А 570, А 622, Grade C, SA-283 C (стандарти AISI, ASTM, ASME); USt 37-2, USt 37-2 G, RSt37-2, St 50-2, USt 4 (стандарти DIN/BOHLER); А3, Q235А, Q235А-F, Q235А-Z, Q235А-b, 08F, ML08 (стандарт GB); SPHE (стандарт JIS); BS 1449 1 HR (стандарт B.S); 3C (стандарт AFNOR NF); 12.010 (стандарт CSN); DC 01 (стандарт Євронорми EN 10027); Ст.3 (ГОСТ 380-94, ДСТУ 2651-94); 08кп (ГОСТ 9045-93). Конічні СГЗ представлені на ринку фірмами Colombo Pietro (Італія), Kuhlmann Förderanlagen (Німеччина). Найбільшими виробниками фасонних СГЗ є фірми Industrial Screw Conveyors, Inc, Falcon Industries, Reinke & Schomann (США); Martial (Італія); Bauer Schneckenflügel (Німеччина); Scott Spiral Pty Ltd (Австралія). Великогабаритні СГЗ (діаметром понад 1м) виготовляють фірми JP Marshall Engineering (Нова Зеландія); Reinke & Schomann (США); Schneckenflügel Bernd Brunken (Німеччина); Wrights Dowson Group (Великобританія) та ін. Ширококутові СГЗ можна придбати за ціною 10–1000 у.о./м. ГЗ із нержавіючих сталей вартують 1–50 у.о. за секцію при мінімальному замовленні 20 секцій. Оскільки СГЗ виготовляють за допомогою спеціальної оснастки, яку встановлюють на пресах, молотах чи іншому обладнанні тому пропозиції щодо придбання оснастки незначні. Прокатні ГЗ можна придбати за ціною 1-50 у.о /кг при мінімальному замовленні 5 т.

Основним обладнанням для виготовлення прокатних ГЗ є прокатні стани фірм Harbin Qiheng Trade, Shandong Tiema Machinery, Zhenjiang Sanwei Conveying Equipment, Nantong Zhenhuan Trade (Китай); UltraFlyte™ (Канада); Heliven S.A. (Португалія); Flite Technology Inc. (США, Канада). Найменша вартість прокатного стану перевищує 80000 у.о. Одержання ГЗ із найменшими внутрішніми діаметрами (30 мм і 60 мм) забезпечують прокатні стани моделей ZL158-II та ZL258. Вартість гнутих ГЗ коливається в межах 1,15–1,5 у.о./кг при мінімальному замовленні 1т. Виробництво гнутих ГЗ здійснюється профіле- і фланцевинальними машинами двох- (мод. И3843П), трьох- (мод. РК40, РК35F, НРК65 фірми «SAHINLER») і чотирьох роликів (мод. ИА2426, ПГ4), та валковими листозгинальними машинами (мод. MRM–S2550x90) при використанні спеціальних роликів. Спостерігається тенденція до випуску універсального технологічного устаткування, оснащеного спеціальними технологічними насадками для виготовлення ГЗ. Прикладом є роликові профілезгинальні машини серій PBM, PBH, DS, DELTA, ALFA, SLALOM, KPB, AR, PK, НРК та ін. Таке обладнання забезпечує одержання ГЗ зі складним профілем поперечного перерізу витка та зі співвідношенням $B/H < 5$. На ринку поширеними є пропозиції готових шнекових деталей. Наприклад, вартість кожного колоскового та зернового шнеків для комбайнів ДОН-1500, ДОН-1500Б перевищує 900 грн, для комбайну Нива СК-5 – 500 грн, а за кордоном - 1–50 у.о /м.

УДК 621. 002. 3 : 621. 89

А. Гавриш, П. Киричок, Т. Роїк, Ю. Віцюк, О. Хмілярчук
(Національний технічний університет України «КПІ»)

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ТЕРТЯ ПОЛІГРАФІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Вимоги до деталей тертя, які працюють в умовах інтенсивного зношування, постійно зростають, що призводить до необхідності створення нових та удосконалення існуючих технологій виготовлення такого типу деталей.

Як показує досвід спеціалістів з експлуатації поліграфічної техніки, що працює у важких умовах, основна причина її незадовільної роботи - це інтенсивне зношування робочих поверхонь деталей тертя, зокрема, підшипників ковзання.

Метою роботи було створення технологічних основ виготовлення з наступною фінішною механічною обробкою нових підшипникових матеріалів з відновлених шліфувальних відходів штампових сталей 4ХМНФС з домішками твердої змащувальної речовини для підвищення зносостійкості деталей тертя поліграфічного обладнання, що призначені для роботи у важких умовах експлуатації (при температурах до 600°C або швидкостях обертання до 400 об/хв. та навантаженнях 5-8 МПа).

Матеріали одержували методом порошкової металургії шляхом змішування, пресування та спікання.

Для визначення параметрів тиску та щільності при двосторонньому пресуванні втулки підшипнику враховували нерівномірність щільності лише в напрямку формування. Для цього застосовували розроблений алгоритм інженерного методу теорії пластичності, який полягає у можливості отримання розрахункових залежностей для зусилля пресування шляхом сумісного розрахунку наближеного рівняння рівноваги та умов пластичності. Порівняння теоретичних та експериментальних даних показало високу їх відповідність, а, отже, і доцільність застосування даного методу розділу втулки на елементи та на напруження за допомогою розробленого алгоритму для визначення оптимальних режимів пресування.

Для обробки експериментальних даних коефіцієнту тертя та оптимізації масового вмісту твердої змазки нових матеріалів застосовували метод найменших квадратів, в якому заміною точного параметру моделі приблизним значенням мінімізували різницю між експериментальними даними та теоретичними. Перевірка моделі на аддитивність показала, що були враховані всі факторні ознаки впливу на заміну результативного показника. Таким чином, застосування побудованої регресійної моделі дасть змогу обґрунтовано обирати оптимальний масовий вміст фториду кальцію, який забезпечить високі триботехнічні характеристики новому підшипниковому матеріалу на основі шліфувальних відходів сталі 4ХМНФС.

Таким чином, проведене аналітико-теоретичне прогнозування моделей розробки технологічних режимів виготовлення підшипників та оптимізації вмісту твердої змазки відкрило можливість інтенсифікації робочих режимів із забезпеченням параметрів надійності поліграфічних машин і якості виробництва.

Перелік посилань

1. Роїк Т.А., Гавриш А.П., Гавриш О.А. Сучасні системи технологій заготівельного виробництва в машинобудуванні: Монографія. - К.: ЕКМО, 2010.- 212 с. 2. Патент України № 60521, МПК С22С33/02 (2006.01). Композиційний підшипниковий матеріал / Роїк Т. А., Гавриш А. П., Киричок П.О., Гавриш О.А., Віцюк Ю.Ю., Мельник О. О., опубл. 25.06.2011, Бюл. № 12.

УДК 621.86

А. Гагалюк

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОПРАВКА КУЛЬКОВА БЕЗЗАЗОРНА

Оправка беззазорна кулькова зображена на рис.1. виконана у вигляді конічного хвостовика 1, яка ним жорстко встановлена в шпindelь верстата 2 з можливістю кругового провертання. За конічною хвостовою частиною справа виконано циліндричний бурт 3 більшого діаметра, який з правої сторони переходить в ступінчасту циліндричну поверхню 4, на яку беззазорно встановлено декілька конусних втулок 5, наприклад, три, які з правого торця зафіксовані стопорним кільцем 6, яке жорстко встановлено в кільцеву канавку 7, яка виконана на цій циліндричній частині конічного хвостовика 1. З лівого кінця крайня конусна втулка 5 взаємодіє з правим торцем бурта 3 більшого діаметра в якому виконана глуха кільцева канавка 8, внутрішній діаметр якої є рівним зовнішньому діаметру конусної втулки, а зовнішній діаметр є більший зовнішнього діаметра сепаратора 9, торець якого є у взаємодії з глухою кільцевою канавкою 8. В отворах 10 сепаратора 9 встановлені тіла кочення (кульки) 11, які по внутрішньому діаметру взаємодіють з конусами конусних втулок 5, а зовнішніми діаметрами є у взаємодії з внутрішнім діаметром цангової обойми 12 з можливістю осьового переміщення. Зовнішній діаметр фланця 13 цангової обойми є рівний зовнішньому діаметру бурта 3, які жорстко з'єднані між собою болтами 14, які розміщені рівномірно по колу, осі яких є паралельні осі конічного хвостовика 1.

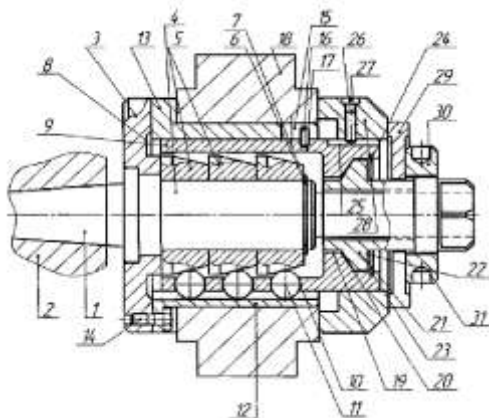


Рис.1. Оправка беззазорна кулькова
(Патент України № 53027)

Крім цього цангова обойма 12 виконана у вигляді розрізного по всій довжині паза 15 паралельно його осі. Відносна фіксація сепаратора 9 і цангової обойми здійснено штифтом 16, який запресований з правого краю сепаратора перпендикулярно до його осі в отвір 17, який є у взаємодії з осьовим пазом 15, який виконано з правого кінця цангової обойми 12 з можливістю осьового переміщення. Зовнішнім діаметром цангова обойма взаємодіє з внутрішнім діаметром циліндричної заготовки 18. З правого кінця сепаратор виконано у вигляді циліндра меншого внутрішнього діаметра 19 з відкритою конусною виточкою 20, яка є у взаємодії з конусною поверхнею конусної гайки 21, яка нагвинчена на вільний кінець ступінчастої поверхні 4. Правим торцем 22 головка гайки 21 взаємодіє з стопорним кільцем 23, яке жорстко встановлено в кільцеву канавку 24 внутрішнього діаметра сепаратора 9.

На правому кінці сепаратора по зовнішньому діаметрі виконано шпон очний відкритий паз 25, який є у взаємодії з гвинтом 26, який загвинчений в радіальний отвір 27 зовнішнього діаметра упора 28. Останній внутрішнім діаметром взаємодіє з зовнішнім діаметром сепаратора 9 з можливістю осьового переміщення, а лівим торцем взаємодіє з правим торцем циліндричної заготовки 18. Правий торець упора 28 є у взаємодії з лівим торцем розрізної шайби 29, яка внутрішнім діаметром встановлена на зовнішній діаметр конусної гайки 23, а правим торцем розрізна шайба 29 с у взаємодії з циліндричною гайкою 30, в які й по зовнішньому діаметру виконано чотири радіальні оправи 31.

УДК 621.326

Ів. Гевко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

СИСТЕМА АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ

Система автоматизованого проектування гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ) передбачає використання розроблених принципів проектування і вибору конструкцій ГТТМ [1] та їх захисних механізмів [2, 3]. Вона включає:

1. Визначення вихідних даних для проектування ГТТМ: набору функціональних операцій; програми випуску; продуктивності; максимальної зведеної собівартості (собівартості виготовлення ГТТМ, експлуатаційних витрат та витрат на ТО і ремонт на весь термін експлуатації); якісних показників виконання функціональних операцій [1].

2. Вибір компоувальної схеми ГТТМ [1].

3. Вибір типу гвинтового робочого органу [1] для обраної компоувальної схеми.

5. Синтез запобіжних муфт приводу ГТТМ обраної компоувальної схеми та гвинтових робочих органів вибраного типу із формуванням бази даних обраних конструкцій у морфологічній таблиці конструктивних елементів з використанням розроблених методик [2, 3, 4].

4. Синтез конструкцій ГТТМ з використанням сформованої морфологічної таблиці конструктивних елементів (приводів, передач і редукторів, гвинтових робочих органів, запобіжних і пружних муфт, жолобів, елементів завантаження, пересипу і розвантаження, елементів з'єднувальних та опорно-поворотних, елементів керування) [1] для відібраної компоувальної схеми з використанням морфологічного аналізу.

5. Визначення собівартості виготовлення гвинтових робочих органів різними способами за допомогою окремого програмного забезпечення.

6. Визначення ціни на типові та розрахунок собівартості виготовлення на оригінальні запобіжні чи пружні муфти (необхідні для синтезованих конструкцій ГТТМ) за допомогою окремого програмного забезпечення.

7. Визначення вартості інших конструктивних елементів, що входять до конструкцій синтезованих ГТТМ: цін на існуючі, та розрахунок собівартості виготовлення на оригінальні елементи з використанням розробленої методики [1].

8. Розрахунок зведеної собівартості синтезованих конструкцій ГТТМ з використанням розробленої методики [1].

9. Вибір, згідно розроблених методик [1, 2, 3], раціональної конструкції ГТТМ для виконання визначених функціональних операцій із бази синтезованих.

Перелік посилань

1. Рогатинський, Р.М., Гевко, І.Б. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями [Текст] / Рогатинський, Р.М., Гевко, І.Б. // Вісник ТНТУ, - Тернопіль, 2012, № 3(67). - С.197-210.

2. Гевко, І. Модель вибору запобіжних муфт гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин [Текст] / І. Гевко // Вісник Тернопільського державного технічного університету – 2010. – Т. 15, № 1. – С. 66-72.

3. Гевко, І.Б. Взаємозв'язок між конструктивними характеристиками гвинтових механічних систем і захисних механізмів та характеристики навантаження [Текст] / І.Б. Гевко // Вісник ТНТУ. - Тернопіль, 2012, № 3(67). - С.217-225.

4. Гевко, І.Б. Структурний синтез імпульсних запобіжних муфт і шнеків методом морфологічного аналізу [Текст]/І.Б.Гевко//Вісник ТНТУ. - Тернопіль, 2012, №3(67). - С.121-134.

УДК 621.867

В. Солтисюк, Б. Гевко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВЕРСТАТ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ГОФРОВАНИХ ЗАГОТОВОК

Розроблена конструкція верстата (рис.1) для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок. Верстат виконано у вигляді станини 1, до якої жорстко закріплено електродвигун 2, коробку швидкостей 3 і механізм формоутворення, який складається з механізму радіального підтиску 4 з формувальним роликком 5 і рукояткою регулювання величини підтиску 6. Механізм гофроутворення і подачі заготовки встановлено перед механізмом приводу перпендикулярно до його осі і виконано у вигляді привідної оправки 7 з індивідуальним приводом, двох конічних гороутворюючих коліс 8, механізму радіального підтиску 9, рух якого у горизонтальній площині здійснюється за допомогою рукоятки 10.

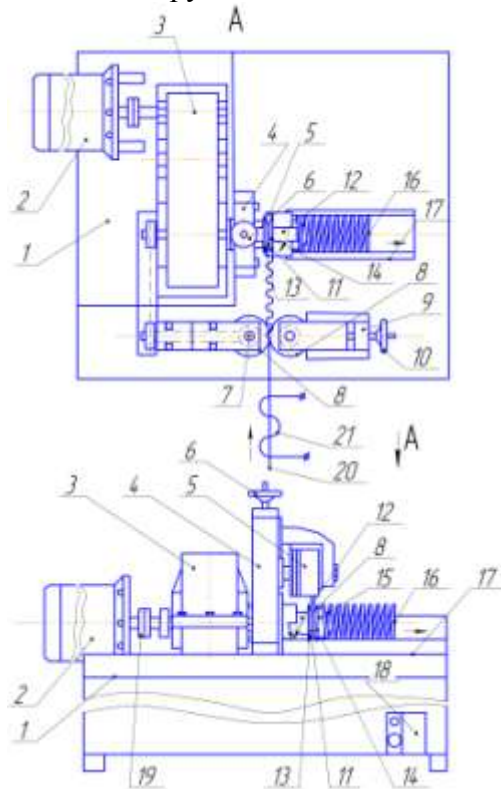


Рис. 1. Верстат для виготовлення гвинтових гофрованих заготовок (Патент України № 67137).

Верстат дозволяє здійснювати виготовлення гвинтових гофрованих заготовок 16 декількох типорозмірів, тому оправка 12, калібруючі конічні колеса 13 і 14, гороутворюючі колеса 8 являються змінними елементами. Для попередження поломки вузлів і елементів приводу між двигуном і коробкою швидкостей встановлена запобіжна муфта 19. Гофроформувальні колеса 8 механізму гофроутворення виконані у вигляді конічних зубчатих коліс з можливістю регулювання зміни кута їх зачеплення відомим способом.

Механізм калібрування гвинтової гофрованої заготовки 11 виконано у вигляді оправки 12 на якій жорстко встановлена конічна калібруюча шестерня 13, яка з правого торця є у взаємодії з гофрованою гвинтовою заготовкою 11, а та в свою чергу з правої сторони є у взаємодії з притискною калібруючою шестернею 14, яка встановлена на шліцах оправки і підтиснута гайкою 15 з можливістю регулювання зазору між калібруючими конічними шестернями. Причому ширина підтискної конічної калібруючої шестерні 14 є меншою кроку гвинтової гофрованої заготовки 16. Крім цього калібруючі конічними шестернями 13 і 14 встановлено півкруглий жо-лоб 17, який є у взаємодії з гвинтовою гофрованою заготовкою 16. Органи управління процесом навивки, гофроутворення і приводом розміщені на панелі 18, встановлено на станині.

УДК 621.327

Іг. Гевко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПОВОРОТНИЙ СВЕРДЛИЛЬНИЙ КОНДУКТОР

Поворотний свердлильний кондуктор (рис. 1.) виконано у вигляді плити основи 1, на якій змонтований пристрій і на шарнірах 2 жорстко встановлено нижню поворотну плиту 3 з можливістю повертання на певний кут у вертикальній площині перпендикулярній до видовженої сторони плити основи. З правого кінця зверху до нижньої поворотної плити 3 на циліндричному шарнірі 4 жорстко закріплено верхню поворотну плиту 5 з можливістю кутового напрямку у вертикальній площині перпендикулярній до попереднього повороту. Нижня поворотна плита і плита основа 1 з'єднані між собою стяжними болтами 6 з можливістю відносного переміщення, на які встановлені розтискні пружини 7 для їх розтискання з можливістю відносного переміщення.

З лівого кінця верхньої поворотної плити 5 вертикально встановлено регулювальний гвинт 8, вісь якого є паралельною до осей стяжних болтів, який зверху з'єднаний зі сферичною гайкою 9, яка жорстко закріплена у верхній поворотній плиті відомим способом з можливістю її повороту під кутом до нижньої поворотної плити 3 під певним кутом. На регулювальний гвинт 8, між верхньою поворотною плитою 5 і нижньою поворотною плитою встановлено пружину 10 для їх розтискування. На регулювальному гвинту нанесена шкала 11 величини кута повороту верхньої поворотної плити 5. З правої сторони від регулювального гвинта 8 зверху верхньої поворотної плити 5 виконано вертикальні виступи 12, зверху яких жорстко встановлені вертикальні колонки 13, до яких жорстко закріплена кондукторна плита 14, в центрі якій вертикальній площині виконано сферичний отвір 15, який є у взаємодії зі сферичним корпусом 16. В цей корпус встановлено радіально підшипник 17 відомим способом зі змінною втулкою 18, яка є у взаємодії з свердлом 19 з можливістю повертання під кутом і системою змащення у вигляді войлочно-змащувального кільця 20, яке зв'язано з системою змащення. Підшипник 17 зафіксовано в корпусі стопорним кільцем відомим способом. Зверху верхньої поворотної плити 5 встановлена заготовка 21 для її оброблення.

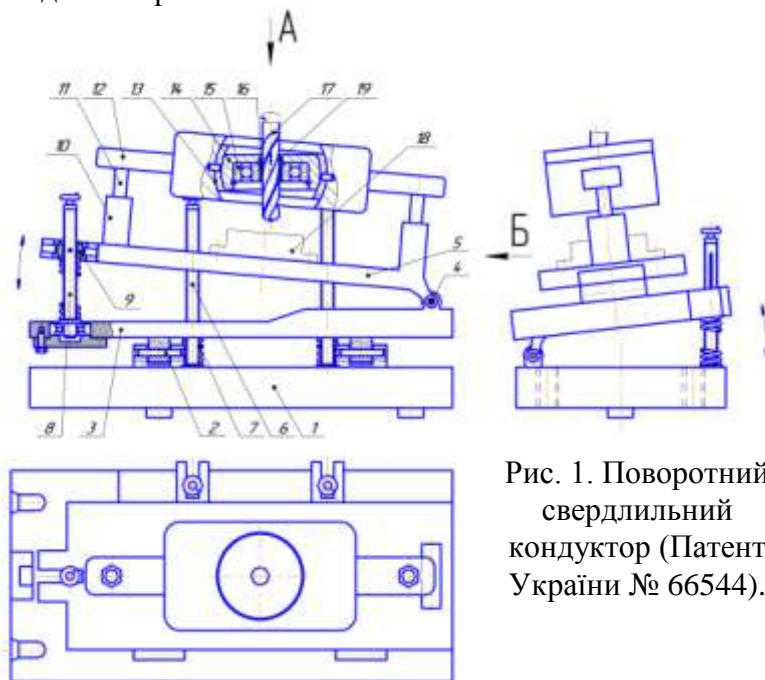


Рис. 1. Поворотний свердлильний кондуктор (Патент України № 66544).

Використання радіальних підшипників в якості кондукторних втулок забезпечить підвищення їх експлуатаційної надійності і довговічності.

УДК 621.924

¹Б. Гевко, ²О. Кондратюк

¹ (Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

² (Національний університет водного господарства та природокористування)

ВІБРАЦІЙНО-ВІДЦЕНТРОВИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ОБРОБЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ СКЛАДНОГО ПРОФІЛЮ І МАЛОЇ ЖОРСТКОСТІ

Використання фінішного оброблення деталей, після механічного, ливарного, пресувального, штампувального та інших способів їх виготовлення, дозволяє керувати якістю поверхні і отримувати високі експлуатаційні характеристики оброблених деталей в результаті цілеспрямованого керування технологічним процесом в завершальній стадії. Одним із перспективних процесів фінішного оброблення деталей є вібраційно-відцентровий метод в сипучому абразивному середовищі. Основними факторами, які визначають інтенсивність і якість процесу і які формують цей процес, є режими коливань, конструкції робочих камер, характеристика і розміри сипучого абразивного робочого середовища, наявність чи відсутність хімічних розчинів.

Всі ці фактори значною мірою впливають на сили мікроударів, контактний тиск, напруження і температуру, які виникають в зоні дії мікроударів, середню температуру в робочій камері, швидкість і прискорення частинок робочого середовища, що характеризують інтенсивність циркуляційного процесу оброблення. Крім того складна геометрична форма і жорсткість деталей, при оброблюванні їх в сипучому абразивному середовищі, визначає величину грануляції абразивних частинок і допустиму величину сили взаємодії цих частинок з оброблюваною поверхнею і ступінь заповнення камери.

Величина сили взаємодії гранули з оброблюваними деталями не повинна привести до зміни їх номінальних розмірів і геометричних форм. Визначення розмірів деталей або зовнішніх навантажень, при яких виключається можливість появи недоступних з точки зору нормальної роботи конструкції, деформації цих деталей, є метою розрахунку величини жорсткості, здатності деталей чинити опір зміні їхньої форми і розмірів під навантаженням. Власну жорсткість деталі, обумовленої деформаціями матеріалу деталі, і контактну жорсткість, яка пов'язана з деформаціями тільки поверхневих шарів матеріалу в зоні контакту взаємодії, оцінюють співвідношенням розрахункових деформацій деталей (прогинів f , кутів повороту перерізів Θ , деформації розтягнення – стиску Δl та ін.) при дії максимальних навантажень з допустимими деформаціями: $f \leq [f]$, $\Theta \leq [\Theta]$, $\Delta l \leq [\Delta l]$. До основних факторів, які формують умови визначення сили взаємодії гранули з оброблюваними деталями, також відносять механічну жорсткість, здатність пружного тіла чинити опір деформуванню (зміни розмірів або форми) від прикладеного зусилля вздовж вибраного напрямку в заданій системі координат. Механічна жорсткість характеризується коефіцієнтом жорсткості k тіла, що є мірою опору пружного тіла до деформації вздовж напрямку дії сили і крученні. У такому разі перевіірочні розрахунки на жорсткість виконують за формулами відносних подовжень ϵ , розрахунку напруг при розтяганні і стиску за законом Гука, при визначенні допустимих напружень G , за формулами Герца, при контактній деформації однорідних деталей загального кінематичного зміщення Δ . Отримані результати розрахунків використовують для визначення сили взаємодії абразивної гранули з поверхнею оброблених деталей, основного параметру технологічного процесу.

УДК 621.88

Ів. Гевко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ШНЕКА

Математичною моделлю крутильних коливань шнека (спіралі закріпленої на валу) є диференціальне рівняння з частинними похідними:

$$I \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left(GJ \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = Q \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right). \quad (1)$$

$$\text{Крайові умови рівняння (1): } \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=l} = 0.$$

Після проведення перетворень, враховуючи, що закон зміни моменту сил інерції відносно осі обертання приймає значення: $M^\phi = 2b^2 m \bar{\Omega} \omega \sin^2 \frac{vx}{l} \sin 2\omega t dx$, для випадку повільно змінних законів зміни вздовж довжини шнека коефіцієнтів $I = I_0 + \mu I_1$, $J = J_0 + \mu J_1$, одержано диференціальне рівняння крутильних коливань:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{GJ_0}{I_0} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \mu \bar{Q} \left(x, t, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) - \frac{2b^2 m}{I} \bar{\Omega} \omega \sin^2 \frac{vx}{l} \sin 2\omega t. \quad (2)$$

У правій частині диференціального рівняння (3) функція приймає значення:

$$\bar{Q} \left(x, t, \theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = \frac{1}{I} \left(Q \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) - I_1 \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left(GJ_1 \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \right). \quad (3)$$

Розв'язок рівняння за допомогою використання методу Бубнова-Гальоркіна:

$$\frac{d^2 T}{dt^2} + \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 \frac{GJ_0}{I_0} T = \mu \left(F \left(T, \frac{dT}{dt}, \phi \right) \right), \quad \phi = 2\omega t. \quad (4)$$

$$\text{де } F \left(T, \frac{dT}{dt}, \phi \right) = \frac{1}{p} \int_0^l \left[\mu \bar{Q} \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) - \frac{2b^2 m}{I} \bar{\Omega} \omega \sin^2 \frac{k\pi}{l} x \sin 2\omega t \right] X_k dx, \quad p = \int_0^l X_k^2 dx,$$

а X_k - повна система функцій, що задовольняє крайовим умовам.

Диференціальне рівняння крутильних коливань для резонансного випадку можна представити у вигляді:

$$\frac{d^2 T}{dt^2} + \left(2 \frac{q}{p} \omega \right)^2 T = \varepsilon \left(\bar{F} \left(T, \frac{dT}{dt}, \phi \right) - \Delta T \right), \quad \omega_\theta^2 \approx \left(\frac{2q}{p} \omega \right)^2 + \mu \Delta. \quad (5)$$

У резонансному випадку на коливний процес суттєво впливає різниця фаз власних та вимушених коливань, тому резонансна амплітуда залежить від параметру $\gamma = \psi - \phi \rightarrow \psi = \gamma + \phi$. Ввівши цей параметр у диф. рівняння після усереднення по швидкозмінній фазі ϕ , отримуємо для випадку головного резонансу залежності:

$$\frac{da}{dt} = \mu \bar{f}_0^s + h \cos \gamma; \quad \frac{d\gamma}{dt} = 2\omega - \omega_\theta + \mu \bar{f}_0^c + \Delta \sin \gamma. \quad (6)$$

Отримані залежності: визначають стаціонарне значення резонансної амплітуди як функцію параметрів системи; показують, що резонансні крутильні коливання можуть бути зумовлені як зовнішніми періодичними силами, так і згинальними коливаннями; показують, що величина резонансної амплітуди визначається не лише амплітудою періодичного збурення, розбалансуванням частот власних та вимушених коливань, але й характером нелінійних сил.

УДК 621.86

Р. Грудовий

(Житомирський національний агроекологічний університет)

СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ НАСІНЕВОГО МАТЕРІАЛУ

Гвинтові конвеєри (ГК) отримали широке застосування у багатьох галузях народного господарства завдяки простоті конструкції, експлуатаційній надійності, невисокій вартості, надійній герметизації і концентрації різних операцій у поєднанні з транспортуванням.

Питання мінімізації енерговитрат є важливим з точки зору масового використання ГК у різних галузях народного господарства. Тому питання зменшення енерговитрат при транспортуванні різних сипких матеріалів і зменшення травмування особливо насінного матеріалу є актуальною і має важливе народногосподарське значення.

При цьому нами розроблено п'ять гіпотез зменшення зусилля транспортування сипких і насінних матеріалів і зменшення їх травмування.

До цих способів мінімізації зусилля транспортування слід віднести наступні.

Перша ідея рівномірне збільшення міжвиткового простору ГРО в напрямку руху сипкого матеріалу за рахунок збільшення міжвиткового простору шляхом збільшення кроку між витками, а також за рахунок конструкції приводного вала в якого зовнішній діаметр зменшується в напрямку руху вантажу.

При цьому приріст кроку гвинтового робочого органу (ГРО) доцільно визначити з залежності:

$$\Delta T = T_{\min} - T_{\max} / n, \quad (1)$$

де T_{\min} і T_{\max} – відповідно мінімальне і максимальне значення кроку, яке регламентує стандарт ГОСТ 2705-75 «Шнеки сільськогосподарських машин», де зміну кроку стандарт регламентувати в межах: $T = (0,5...1,1) D$,

де D – зовнішній діаметр шнека.

Друга ідея, якщо в машині, як наприклад, енергоощадному протруювачі, використовують декілька шнекових механізмів, то наступний гвинтовий робочий орган в технологічному процесі, в порівнянні з попереднім, його міжвитковий простір повинен бути збільшеним.

Третя ідея заключається в тому, що кожух гвинтового конвеєра виконано еліптичної форми з вертикальним розміщенням більшої осі еліпса і можливістю регулювання величини зазору між гвинтовим робочим органом і кожухом або встановлення кута нахилу між ними в сторону транспортування матеріалу.

В результаті досліджень встановлено, що еліпсна форма кожуха сприяє покращенню умов транспортування насінних матеріалів і відповідно зменшення зусилля змішування і зменшення травмування насіння при збільшенні зазору між ГРО і кожухом в зоні найбільшого скупчення насінного матеріалу, або встановлення ГРО під кутом до кожуха при його переміщенні до зони виходу при заповненні конвеєра не більше 0,5...0,7 міжвиткового простору.

Четверта ідея - мінімізація енерговитрат електроенергії при пуску завантаженого ГК. Такі випадки мають місце при раптовій відсутності електроенергії, поломці окремих елементів ГК, в разі попадання в ГК випадкових кускових матеріалів та інше.

П'ята ідея – є доцільним використовувати деталі, наприклад, кожухи з пластмасових матеріалів, коефіцієнт тертя при цьому є значно меншим ніж при взаємодії сипких матеріалів з математичними поверхнями при їх транспортуванні.

УДК 621.891

А. Гупка

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ТРИБОЛОГІЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ОКИСЛЕННЯ – МЕТАЛОПЛАКУВАННЯ

Згідно структурно-енергетичної теорії тертя та зношення єдиною причиною нормального механо-хімічного зносу і специфічного виду схоплювання (металоплакування) являється структурно-енергетична активація і наступна пасивація. Різниця полягає в різній інтенсивності активації та різних механізмах пасивації.

В залежності від умов на контакті пасивація відбувається шляхом взаємодії металу поверхневих шарів з киснем робочого середовища з утворенням захисних вторинних структур (ВС), або шляхом взаємодії спряжених активованих поверхонь між собою з утворенням металічних зв'язків металоплакуючі плівки (МП). Перевага процесів позитивного мікросхоплювання (утворення МП) над процесами окислювання (утворення ВС) визначається швидкістю процесів, які відповідальні за той чи інший вид тертя та зношення. Наявність зв'язків між процесами нормального зношення та металоплакування підтверджується існуванням критичних точок переходу від нормальних процесів до явищ пошкодження при досягненні порогових значень швидкості переміщення V , навантаження P , температури T , параметрів середовища. При стабільному процесі (окислення або металоплакування) швидкість руйнування поверхонь тертя не повинна перевищувати швидкість процесів, які визначають вид зношення. Спільність процесів, які протікають при різних умовах навантаження і матеріалах системи тертя свідчать про наявність фундаментальної закономірності тертя та зношення, яка об'єднує всі процеси в єдину взаємозв'язану систему. Враховуючи енергетичну єдність процесів, які відповідають за утворення ВС або МП, а також характер зміни процесів по вектору параметрів навантаження підтверджено припущення проф. Костецького Б. І. про існування дисипативних структур МП як специфічну форму впорядкованості за межами (критичними точками) процесів окислення.

Методологічною основою для розробки способу визначення критичних точок взаємопереходу процесів окислення металоплакування являється наступне припущення: відповідальними за зниження рівня і розширення діапазону нормального тертя та зношення (трибо технічних, структурно-енергетичних показників), являється або процес окислення (ВС), або металоплакування (МП), тобто має місце антагонізм цих процесів.

Поряд, із вимірюванням триботехнічних параметрів, дослідженням структури поверхонь тертя примінено метод вимірювання контактного електроопору (КЕО) поверхневих шарів (ВС, МП). Теоретичною передумовою примінення даного методу являється наступне припущення: при наявності на поверхнях тертя ВС значення КЕО-тах, при перехідних процесах окислення - металоплакування КЕО- \min , при наявності МП КЕО ≈ 0 .

З'явилася можливість дослідження кінетики процесів окислення - металоплакування, циклів утворення та руйнування плівок ВС, МП, перехідних процесів. Розроблена схема визначення діапазонів стабільності процесів окислення - металоплакування, фіксації критичних точок взаємопереходу даних процесів.

УДК 621.891

Б. Гупка

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ ТА ЗНОШЕННЯ

Розроблення ефективних міроприємств по підвищенню надійності і довговічності вузлів тертя паливної апаратури залежить від наявності інформації про найбільш слабкі і вразливі вузли, які лімітують працездатність, а також про причин, які зумовлюють їх відмову. Одним з таких вузлів є пара тертя ковзання нерухома вісь-втулка роликів вузла штовхача паливного насоса дизеля Д240.

Спроба забезпечити необхідне зростання циклової подачі палива збільшенням діаметру плунжера з 9 до 10 мм, викликає зростання максимального тиску над плунжером на 28% (з 42,4 до 54,2 МПа) і максимального значення циклічно діючої осьової сили - на 57% (з 2,7-ЮЗ до 4,25-ЮЗ Н). В результаті виникає захоплення в парі тертя нерухома вісь-втулка роликів вузла штовхача паливного насоса через 4 години його роботи на регульовальному стенді. Метою даної роботи було визначення ведучого виду зносу і причин пошкоджуваності зазначеної пари тертя. Для її досягнення використовувався метод паспортизації, який включає аналіз вимог на виготовлення деталі, умов експлуатації насоса і фактичного стану робочих поверхонь пар тертя.

Для виявлення причин відмови і визначення ведучого' виду поверхневого руйнування досліджені: пари тертя вісь-втулка з пошкодженими поверхнями осі після 4 годин роботи на регульовальному стенді при підвищених значеннях осьової сили; пари тертя вісь-втулка без руйнування робочої поверхні осі після 1330 годин роботи в експлуатаційних умовах (50000 км пробігу) при оптимальних значеннях осьової сили; нові пари тертя. Дослідження проводились з використанням методу паспортизації результатів діагностики поверхневого руйнування при терті і представлені у вигляді технічної функції трибомеханічної системи пари тертя вісь-втулка роликів вузла штовхача паливного насоса. Проводилось дослідження топографії поверхні нової осі, після експлуатації 1330 годин і пошкодженої. Шорсткість поверхні осі після нормальної експлуатації значно менша, ніж у новій деталі. Якість зовнішньої поверхні нової осі краща ($R_a = 1,6 \text{ мкм}$), ніж внутрішньої поверхні втулки ($I_a = 58 \text{ мкм}$), хоча по технічних умовам повинно бути однаково.

Приведена ідентифікація основних трибо технічних параметрів пари тертя з характеристиками поверхонь тертя. Виявлено що в діапазоні нормального тертя та зношення мінімальні та стабільні значення трибо технічних параметрів забезпечує процес динамічної рівноваги утворення, трансформації та руйнування захисних вторинних структур. Намічено комплекс конструкторських, технологічних та експлуатаційних міроприємств по підвищенню зносостійкості важко навантажених пар тертя. Це дозволило оптимізувати геометричні параметри пар тертя, технологічні методи обробки, умови експлуатації. Одержанні дані - важливий вклад в практичну трибологію важко навантажених пар тертя та розширення банку трибо технічних даних.

УДК 621.891

Б. Гупка, А. Гупка, Ю. Петришин

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖКО НАВАНТАЖЕНИХ ПАР ТЕРТЯ

В загальній проблемі тертя та зношення особливе місце займає проблема підвищення трибо логічної надійності важко навантажених пар тертя розробка ефективних методик дослідження та кінетичних критеріїв оцінки процесів в зоні фрикційного контакту поряд із аналізом структурно-енергетичного стану поверхонь.

Одним із перспективних напрямків у проблемі підвищення триботехнічної надійності важко навантажених вузлів тертя машин і механізмів являється застосування нових матеріалів та мастильних середовищ. На жаль, їх розробка й застосування йде в основному емпіричним шляхом, що пов'язано зі значною втратою часу й засобів. Це відноситься до методик дослідження, існуючих триботехнічних критеріїв, які не дозволяють обгрунтовано судити про характер функціональної взаємодії в зоні фрикційного контакту й створення банку даних. Як показує практика експлуатаційних досліджень матеріалів пар тертя, в залежності від комплексу енергетичних, кінетичних, структурних параметрів існує діапазон їх роботи, який характеризується оптимальними значеннями триботехнічних показників. Враховуючи багато факторів, які впливають на процеси тертя й зношення матеріалів, невизначеність вкладу кожного з них, необхідні системні підходи до вирішення даної проблеми й розробка комплексної методики дослідження. Структурно енергетичний підхід дозволив розкрити загальні закономірності і фундаментальні основи тертя і зношення матеріалів. Поряд із триботехнічними дослідженнями, які розкривають кінетику фізико-хімічних процесів у зоні контакту, досліджувались процеси утворення, трансформації і руйнування вторинних структур (ВС), які утворюються на поверхнях тертя й екранують основний матеріал пари тертя від об'ємного руйнування. Встановлено, що існує діапазон навантажень і швидкостей ковзання в якому значення триботехнічних показників стабільне і на декілька порядків нижче, ніж поза цим діапазоном. Електронно-мікроскопічні дослідження поверхонь тертя показали, що це обумовлено типом і властивостями ВС, які утворюються, динамічною рівновагою швидкостей їх утворення і руйнування. Конструкторські, технологічні і експлуатаційні заходи повинні бути направлені на розширення цього діапазону і зниження значень триботехнічних показників. Визначення вказаного діапазону традиційним вимірюванням величини зношення процес довгий і трудомісткий і не розкриває характеру явищ, що його зумовлюють. Останнім часом широке застосування в трибології одержали електричні методи вимірювання, зокрема, метод вимірювання контактного електроопору пари тертя (КЕО). Встановлено, що значення КЕО залежить від структурного стану поверхонь тертя і являється характеристикою кінетики процесу тертя і зношення. Ідентифікація показників КЕО і зношення показали, що в діапазоні нормального механохімічного зношення значення КЕО стабільне і максимальне, параметри зношення - стабільні і мінімальні. За межами цього діапазону кореляційна залежність відсутня. У зв'язку з тим, що час стабілізації КЕО після кожного етапу навантаження мінімальний, побудова графіку залежності КЕО від швидкості ковзання або питомого навантаження потребує незначного часу. Визначивши діапазон максимального і стабільного значення КЕО, визначаємо діапазон нормального тертя і зношення. Запропонований спосіб володіє експресністю, високою трибологічною інформативністю і може застосовуватися для любых вузлів тертя машин і механізмів.

УДК 621.86

О. Гурик

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПРИСТРІЙ ДЛЯ РЕГУЛЮВАННЯ ЗАЗОРІВ В ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА

Пристрій для регулювання зазорів в передачі гвинт-гайка зображено на рис.1, який виконано у вигляді гвинта 1, наприклад, з трапецевидною різью, який є у взаємодії з гайкою, яка складається з двох частин правої 2 і лівої 3, які жорстко вставлені в два циліндричні корпуси правий 4 і лівий 5 з фланцями більших діаметрів, відповідно правий фланець 6 і лівий фланець 7. Причому на зовнішній діаметр лівого фланця лівого корпусу 5 встановлена з'єднувальна гайка 8 відомої конструкції з можливістю кругового провертання. Остання за допомогою упорного кільця 9, яке виготовлено з латуні для зменшення тертя при відносному їх провертанні і лівої прижимної шайби 10 кріпиться до фланця лівого циліндричного корпусу 5.

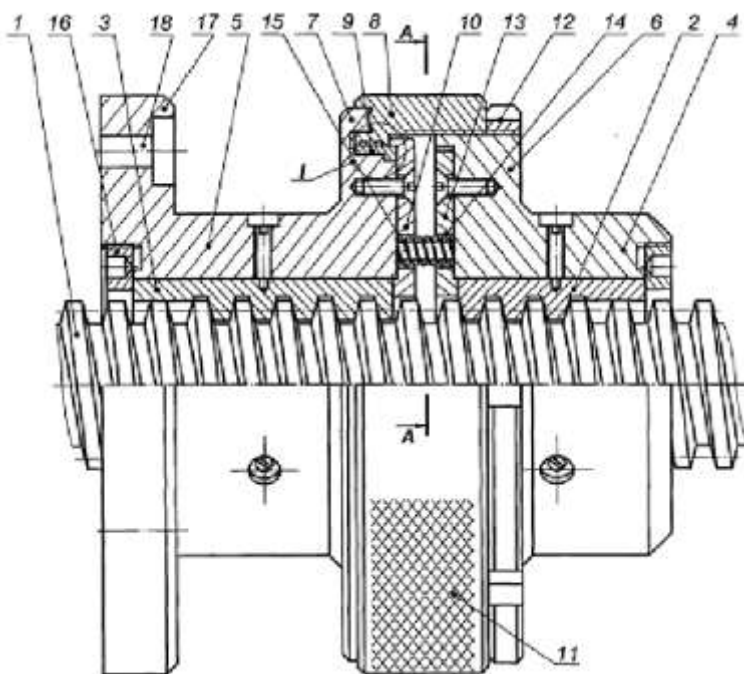


Рис.1. Пристрій для регулювання зазорів в передачі гвинт-гайка (Патент України № 53937).

корпусів відповідно 5 і 4 жорстко закріплені відповідно прижимної шайби ліва 10 і права 13, до яких по середньому діаметру рівномірно по колу виконані наскрізні співвісні отвори 14, наприклад, чотири, в які встановлені пружини розтискування 15. Внутрішніми діаметральними торцями прижимної шайби 10 і 13 є у взаємодії з торцями відповідно лівої частини гайки 3 і правої частини гайки 2, що забезпечують їх фіксацію від осьового переміщення до середини. По зовнішніх торцях частинок гайки 2 і 3 застопорені стопорними гайками 16, які вгвинчені у внутрішні різьбові отвори двох циліндричних корпусів 4 і 5 з двох зовнішніх торців.

Крім цього лівий корпус 5 з лівого торця є збільшений у діаметрі 17 в якому виконані осьові отвори 18 за допомогою яких пристрій кріпиться до корпуса.

До переваг пристрою відноситься підвищення точності пари гвинт - гайка в процесі експлуатації і оброблених деталей.

З'єднувальна гайка 8 внутрішньою різью є у взаємодії з зовнішньою різью, яка виконана на правому фланці 6 правого циліндричного корпусу 4, а на зовнішньому діаметрі з'єднувальної гайки нарізана насічка 11 для зручності регулювання величини зазору в парі гвинт 1 і частини гайок 2 і 3. Крім цього, з'єднувальна гайка 8 застопорена стопорною гайкою 12, яка нагвинчується на зовнішній діаметр правого фланця 6 правого циліндричного корпусу 4.

При цьому до двох суміжних торцевих поверхонь лівого 7 і правого 6 фланців циліндричних

УДК621.833

С. Даниленко, О. Даниленко

(Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут“)

АНАЛІЗ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ АКТИВНОСТІ ВЕРСТАТА

Забезпечення ефективної експлуатації металорізальних верстатів і іншого технологічного обладнання в сучасних умовах потребують постійної діагностики їх технічного стану при робочому навантаженні. Висока інформативність і простота одержання сигналу характерні для діагностики за віброакустичною активністю машини. Апаратура для реєстрації і аналізу таких сигналів має цілком достатні можливості обробки одержаного від первинних перетворювачів (найчастіше – акселерометрів) сигналу, але залишається питання ідентифікації окремої складової обробленого сигналу з конкретним вузлом або деталлю – джерелом вібрацій.

Ідентифікація пошкоджених складових верстата потребує попереднього обчислення кінематично обумовлених частот вібрацій та їх джерел у верстаті. Порівняння спектрограм та результатів розрахунків дозволить визначити складові верстата з надмірною віброактивністю. Спростити цю процедуру можна використанням для розрахунків доступні математичні середовища, наприклад, MathCAD.

Розглядається приклад діагностики технічного стану верстата шляхом аналізу записів його віброакустичної активності. Сигнал перетворювався у цифрову форму з використанням звукової карти комп'ютера, можливості якої суттєво обмежені з боку низьких частот. Забезпечення аналізу низькочастотної частини записів віброакустичної активності (або сигналів, одержуваних безпосередньо від вимірювальних приладів) потребує застосування аналогово-цифрового перетворювача. Спектр сигналу в цифровій формі може бути одержаний за допомогою будь якої із призначених для цього програм, наприклад, SPECTRALAB.

Розрахунок дозволяє визначити кінематично обумовлені частоти вібрацій складових верстата та частоти їх власних коливань. Розрахунок і аналіз віброакустичних характеристик доцільно проводити, як на стадії проектування для поліпшення конструкції, так і на стадії передремонтної діагностики вже працюючого верстата.

В першому випадку на основі розрахункових даних можна виконати перевірку на існування умов виникнення резонансів усіх рухомих частин верстата. Під час проектування верстата зазвичай приділяють першочергову увагу зонам можливого резонансу, для яких ймовірність пошкодження верстата найбільша, але наряду з можливістю таких резонансів треба враховувати можливість існування джерел віброакустичної активності меншої інтенсивності, які призводять до підвищеного рівня шуму та зносу деталей верстата при відносно невеликому зменшенні терміну його працездатності.

Таким же чином можна перевіряти технічний стан верстата при визначенні необхідності в ремонтних роботах. Цей метод дає змогу визначити, який саме елемент верстата необхідно ремонтувати. При цьому немає необхідності зупиняти і розбирати верстат, виводячи його з процесу виробництва для діагностики.

Для спрощення процесу розрахунку була розроблена програма в математичному середовищі MathCAD. Вхідні параметри для програми – частоти обертання шпинделя, для яких необхідно проводити розрахунки, кінематичні ланцюги верстата, розміщення двигунів, підшипників та їх характеристики. Результатом роботи програми є таблиці з переліком джерел вібрацій та їх частотами коливань, або у графічному вигляді (діаграми, графіки, спектри), а також їх порівняння із спектрами віброактивності досліджуваного верстата.

УДК 625.503.56

О. Данилюк, І. Данилюк

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІКИ У РОТОРНО-ПЛІВКОВОМУ АПАРАТІ

Впровадження енергозберігаючих технологій та одержання якісних продуктів сприяють усталеному розвитку промислового комплексу України.

Випарні установки широко використовуються в різних галузях промисловості: фармацевтичній, хімічній, харчовій, металургійній, целюлозно-паперовій та ін.

Багато термолабільних речовин при нагріванні під атмосферним тиском розкладаються ще задовго до того, як досягається температура їх кипіння. Процесу деструкції речовин сприяє: висока температура обігрівуючої стінки апарата; тривалий нагрів; наявність домішок.

При виборі випарника необхідно керуватись, головним чином, двома основними вимогами [1]: випарник повинен мати мінімальний гідравлічний опір при проході парів через нього; час перебування продукту в зоні нагріву повинен бути мінімальним.

Абсолютна величина втрати речовини в значній мірі визначається конструкцією випарника. Мінімальні втрати досягаються, при використанні плівкових і роторно-плівкових випарників, що обумовлено мінімальним часом перебування і затримки речовини в них, а також невеликим опором в таких апаратах.

Плівкові випарники з падаючою плівкою кращі ніж випарники з висхідною плівкою внаслідок меншої затримки рідини і меншого опору випарника.

Плівкові випарники не використовуються в тих випадках, коли необхідно проводити упарювання речовини до утворення твердого чи дуже в'язкого залишку[1]. В таких випадках доцільно використовувати роторно-плівкові апарати (РПА).

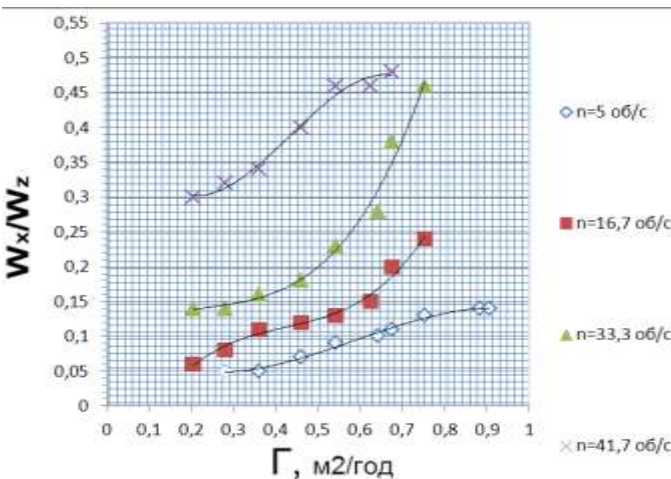


Рис. 1 – Залежність співвідношення кільцевої і вертикальної швидкостей течії плівки рідини від густини зрошення

В загальному випадку задачею гідродинаміки є швидкості руху і тиску в рідині. В РПА ця задача теоретично не розв'язується. А отже, слід користуватися залежностями, які отримані дослідним шляхом. Тому, було досліджено співвідношення кільцевої і вертикальної швидкостей течії плівки рідини від густини зрошення, кількості лопатей, зазору між лопаттю і корпусом, кількості обертів. Часткові результати дослідів представлені на рисунку 1.

Досліди показали, що зі збільшенням густини зрошення збільшується значення W_x/W_z . Це обумовлено тим, що при збільшенні

густини зрошення імпульс передається ротором через шар повітря, який поступово зменшується і самі лопаті передають плівці рідини кільцеву швидкість W_x

Перелік посилань.

1. Отчет по исследованию процесса молекулярной дистилляции в жидкостных пленках, стекающих по полимерным поверхностям в производстве ихтиена / Ю.Е.Лукач, Е.Г.Воронцов, Ю.В.Шевчук // Киев, 1980г, 295-10т – 47с.

УДК 621.86

Л. Данильченко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПРИСТРІЙ ДЛЯ НАМОТУВАННЯ СМУГИ НА ОПРАВКУ

Основною метою розробки є зменшення зусилля навивання і підвищення продуктивності праці шляхом. Пристрій для намотування смуги на оправку рис.1. виконано у вигляді ступінчатої оправки 1, лівий кінець якої жорстко закріплено в 3-х кулачковому патроні 2 токарного верстата. З правого торця ступінчатої оправки виконано глухий отвір 3 в який встановлено упорний підшипник 4, у внутрішній отвір якого встановлено циліндричну оправку 5, з правого кінця якої виконано шпоночний паз 6. Останній є у взаємодії з шпонкою 7 з можливістю осьового переміщення, яка встановлена в затискній гайці 8 ,яка зовнішнім діаметром загвинчена у внутрішній діаметр пустотілого корпуса 9 з можливістю осьового переміщення. З лівого торця цього корпуса виконано наскрізний ступінчастий отвір , в який встановлено притискне кільце 10, з правого торця якого виконано циліндричну виточку в яку встановлено упорний підшипник 11. Праве кільце цього підшипника зовнішнім торцем є у взаємодії з лівою виточкою затискної гайки 8, яка гвинтовим зовнішнім діаметром є у взаємодії з внутрішньою різью пустотілого корпуса 9 Шпонка 7 закріплена гвинтом 12 , вісь якого є перпендикулярною до осі оправки 5. Крім цього затискна гайка 8 зверху закріплена стопорною гайкою 13 лівий торець якої є у взаємодії з правим торцем пустотілого корпуса 9. З правого торця затискної гайки виконане кільце 14 , внутрішній отвір якого є у взаємодії з лівими витками прижимної пружини 15, яка внутрішнім діаметром є у взаємодії з зовнішнім діаметром циліндричної оправки. Правий торець прижимної пружини є у взаємодії з лівою виточкою обмежувача 16 осьового ходу, у внутрішньому діаметрі якого встановлена шпонка 17, яка жорстко закріплена гвинтом 18 в обмежувачі 16 і є у взаємодії зі шпон очним пазом 6 циліндричної оправки 5 з можливістю осьового переміщення і шпоночному пазу циліндричної оправки. Крім цього обмежувач 16 встановлено на циліндричній оправці 5 з можливістю осьового переміщення і кругового провертання разом з оправкою.

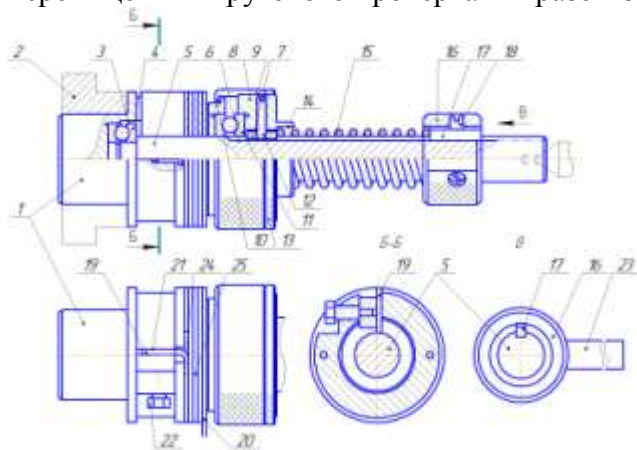


Рис.1. Пристрій для намотування смуги на оправку (Патент України № 65681)

кроком рівним товщині смуги 20, або кратний їх кількостям для забезпечення нормального процесу навивання гвинтової заготовки 25. Притиск смуги 20 зверху здійснюється відомим способом притискним роликком. До переваг пристрою відноситься зменшення зусилля навивання і підвищення продуктивності праці.

Для закріплення кінця 19 смуги 20 використовують осьовий паз 21, який виконано на більшій ступені ступінчатої оправки 1, а також затискний болт 22 який загвинчений у гвинтовий отвір в одну із половинок від осьового паза. До зовнішнього діаметра обмежувача 16 жорстко закріплено плече 23, яке є у взаємодії з направляючою станини, яке не дає можливості обмежувачу 16 обернутися разом з оправкою 5. Крім цього з правого торця ступінчатої оправки 1 виконано один гвинтовий торець 24 з

УДК 621.86

В. Диня

(Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»)

**КОНТРОЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАМІРУ МІЖЦЕНТРОВОЇ
ВІДСТАНІ МІЖ ОТВОРАМИ**

Контрольний пристрій для заміру міжцентрової відстані отворів зображено на рис.1, який виконано у вигляді плити 1, яка являє собою напрямну прямокутного поперечного перерізу, зверху якої встановлено корпус 2 з внутрішнім отвором 3, з двох торців якого по підшипниках 4 встановлено регулювальний гвинт 5. З лівого торця останній зв'язаний з лімбом 6, а з правого торця - з аналого-цифровим перетворювачем 7 і комп'ютером 8. З правого кінця на регулювальному гвинті 5 встановлено правий вимірювальний елемент 9 циліндричної форми з можливістю осевого переміщення.

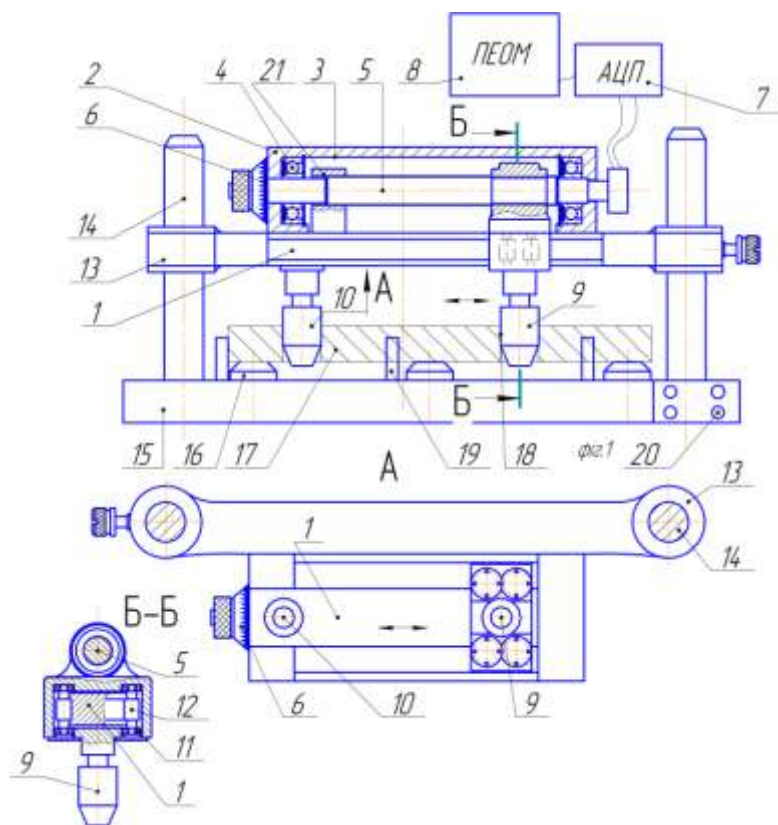


Рис.1. Контрольний пристрій для заміру міжцентрової відстані отворів (Патент України № 67136).

яких встановлена вимірювальна деталь 17 з двома паралельними отворами 18.

Для точного базування вимірювальної деталі використовують упори 19. Керуванням заміру і переміщення плити 1 вверх-вниз здійснюють з пульта керування 20, а підналадка вимірювальних елементів 9 і 10 здійснюється від електродвигуна 21 від комп'ютера 8.

До переваг контрольного пристрою належить розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності контрольних операцій.

З лівого кінця плити 1, співвісно правому вимірювальному елементу 9 жорстко встановлено лівий вимірювальний елемент 10, аналогічної конструкції з попереднім. Зверху правого вимірювального елемента встановлені на підшипниках 11 напрямні ролики 12 по два з двох сторін з можливістю їх повертання і осевого його переміщення.

Крім цього, плита 1 з двох торців жорстко з'єднана з напрямними втулками 13, внутрішні отвори яких є у взаємодії з вертикальними колонками 14 з можливістю вертикального переміщення, які знизу жорстко закріплені в нижній плиті 15 контрольного пристрою. На цій плиті встановлені базуючі елементи 16, зверху

УДК 621.86

А. Драган

(Бережанський агротехнічний інститут)

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОЗТОЧУВАННЯ ГОФРОВАНИХ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК

Гофровані шнеки широко використовуються в різноманітних сільськогосподарських та транспортних машинах і механізмах, теплообмінниках та в інших засобах механізації. Проте технологія виготовлення шнеків з плоскою вертикальною площиною є доволі трудомісткою та потребує відповідного обладнання, а виготовлення гофрованих шнеків потребує значно більших затрат енергії, обладнання та матеріалу шнекового полотна.

Аналіз факторів, що впливають на процес розточування показує, що внаслідок малої товщини і жорсткості полоси шнека розточування необхідно проводити на максимально можливій швидкості при малій подачі та глибині різання. Глибина різання визначається в основному припуском на обробку (хоча можливе розточування і за декілька проходів). Небажаним є збільшення глибини різання понад величину товщини шнекового полотна, що може привести до задирів, згинання та випучування. З метою покращення процесу розточування рекомендується стиснути шнек у осьовому напрямку до змикання вершин гофру протилежних витків та охопити його по зовнішній поверхні спеціальним затискним пристроєм трубчатої форми.

Під час процесу розточування різець знаходитиметься у стані постійних ударів, що слідує із частотою гофрування (до 10 – 30 ударів за оберт). При цьому частота ударів є змінною і залежить від місця розточування і параметрів гофр.

З достатньою для практичних розрахунків точністю верстат можна змоделювати у вигляді трьох мас, які рухаються поступально, тобто, станини, супорта і різцетримача, які з'єднані елементами пружності, що моделюють жорсткості з'єднання. На різець діє зовнішня змушуюча сила P_p , яка є змінною силою різання поверхні гофрованого шнека по внутрішньому діаметру. Вона має чітко виражений ударний характер із циклічним повтором через певний інтервал часу.

Склавши систему диференціальних рівнянь і розв'язавши її використовуючи програму MAPLE 9 отримаємо графіки залежностей параметрів процесу від часу.

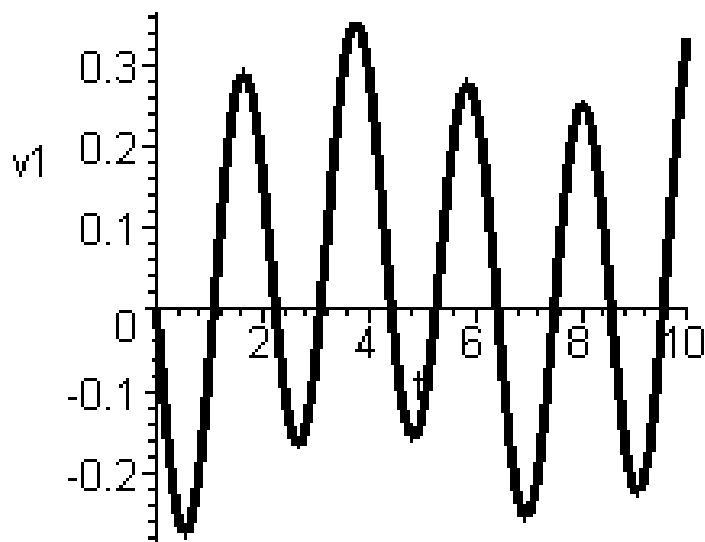


Рис. 1. Графік залежності швидкості різцетримача від часу

УДК 621.86

¹А. Дячун, Р. ²Грудовий, Ю. ³Павельчук

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)¹

(Житомирський національний агроекологічний університет)²

(Подільський державний аграрно-технічний університет)³

ЕНЕРГООЩАДНИЙ ЕЛІПТИЧНИЙ ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ

Енергоощадний еліптичний гвинтовий змішувач (рис.1), який виконано у вигляді еліпсного кожуха 1, вертикальна вісь якого є більшою горизонтальною. В середині кожуха, який виконано у вигляді криволінійного профілю в поперечному січенні, наприклад, еліптичним, встановлено циліндричний гвинтовий робочий орган 2, вал 3 якого своїми кінцями є у взаємодії з корпусом підшипників 4, які жорстко закріплені до торцевих вертикальних поверхонь кожуха 1 відомим способом з двох сторін. В торцевих стінках 5 кожуха виконані наскрізні вертикальні осьові пази 6, які є у взаємодії з кінцями вала 3 з можливістю повертання і вертикального переміщення. Таке виконання кожуха забезпечує зміну величини зазору між гвинтовим робочим органом 2 і нижньою основою кожуха де є основне скупчення і переміщення сипких матеріалів 7.

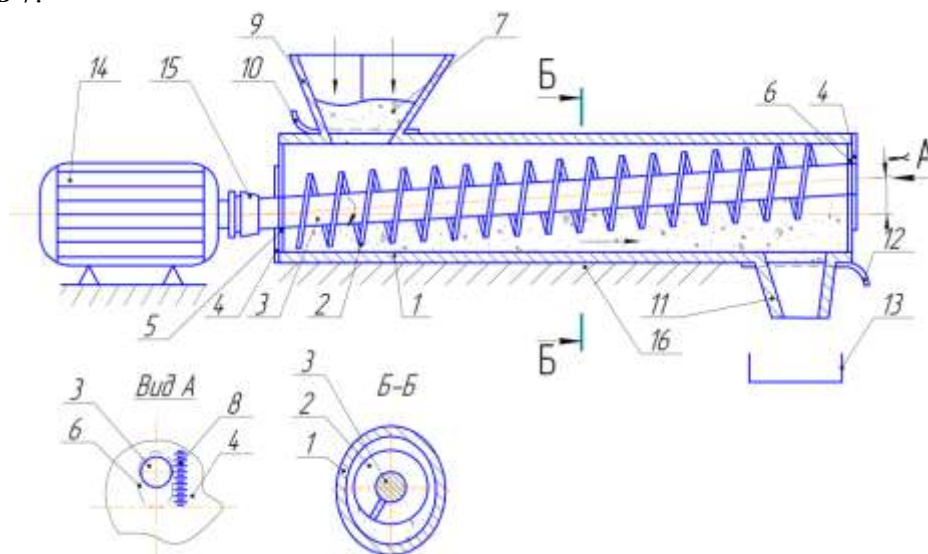


Рис.1. Енергоощадний еліптичний гвинтовий змішувач.

Крім цього на торцях корпусів підшипників 5 і вертикальними стінками 6 кожуха 1 виконані ноніусні мітки 8 величини переміщення шнека у вертикальній площині для створення відповідного зазору або кута нахилу між шнеком 2 і нижньою основою кожуха. Таке взаємне виконання кожуха і шнека забезпечить зменшення зусилля переміщення насінєвих матеріалів і зменшення їх травмування.

На вході кожуха 1 зверху встановлено бункер 9 з шибером 10, а на його виході внизу вивантажувальний патрубок 11 з шибером 12 під яким встановлена ємність для збирання сипких матеріалів 13. Привід змішувача здійснюється від електродвигуна 14 через запобіжну муфту 15. Змішувач встановлено на раму 16, на якій він жорстко кріпиться.

До переваг змішувача відноситься зменшення зусилля змішування, зменшення травмування насінєвого матеріалу, а також встановлення необхідного зазору між шнеком і кожухом з врахуванням умов експлуатації його зношення.

УДК 655.01

С. Зигуля, П. Киричок

(Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»)

КОНТАКТНА ПЛОЩА ПАРИ «ДРУКАРСЬКИЙ ЦИЛІНДР – ОБТЯЖКА»

Офсетні друкарські машини є найбільш розповсюдженим видом друкарського обладнання. На сьогодні більшість видів поліграфічної продукції виготовляється саме на аркушевих офсетних машинах. Сучасні друкарські машини мають велику продуктивність, високу кінематичну точність і відповідають високим вимогам до якості готової продукції. Це потребує значного збільшення надійності роботи, а також довговічності функціонування деталей та вузлів поліграфічного обладнання в процесі експлуатації.

Задані функції виріб виконує протягом усього терміну служби (ресурсу), маючи властивість зберігати в часі свою працездатність. В робочому режимі обладнання змінюються розміри деталей машин, їх геометричні характеристики, структура, властивості й напружений стан поверхневих шарів. Для вирішення цієї задачі необхідне застосування більш якісних матеріалів, вдосконалення конструкції обладнання і процесів обробки деталей, особливо на завершальних стадіях.

Проведено патентний пошук за класами B41F22 (засоби для захисту деталей друкарського обладнання або друкованих виробів від забруднення), B41F21 (пристрої для транспортування аркушів через друкарські машини) і B41F13 (конструктивні елементи, спільні для всіх видів ротаційних друкарських пресів або машин) за 2002-2012 рр. і знайдено 10617 патентів, що підтверджує актуальність проблеми. Найбільш активними країнами щодо публікації патентів є США – 1772, Німеччиною – 2426, Японією – 1298, Китаєм – 1751, що є країнами виробниками поліграфічного обладнання. За 2002 р. видано 1184 патентів, 2003 р. – 1047, 2004 р. – 1098, 2005 р. – 1177, 2006 р. – 829, 2007 р. – 1086, 2008 р. – 1120, 2009 р. – 993, 2010 р. – 811, 2011 р. – 769, на 01 жовтня 2012 р. – 503.

Проблеми підвищення надійності машин тісно пов'язані із забезпеченням заданих експлуатаційних властивостей деталей і з'єднань, які залежать від матеріалу і розмірної точності деталей, а також якості їхніх робочих поверхонь.

Характеристика якості поверхні, яка визначає її експлуатаційні властивості, формується протягом всього технологічного процесу виготовлення, але найбільший вплив здійснюють чистові та оздоблювальні операції. Одним з найбільш універсальних методів зміцнення поверхневих шарів металу з одночасним утворенням на поверхні регулярних мікрорельєфів є метод вібраційного накатування. Який за рахунок великої кількості параметрів режимів обробки дозволяє утворювати регулярні мікрорельєфи різних видів, що в свою чергу забезпечує достатню точність параметрів мікрогеометрії поверхонь.

Кожен тип мікрорельєфу має переваги в тій або іншій сфері експлуатаційних умов. При контактуванні пари «друкарський циліндр – обтяжка» встановлено, що площа контакту є недостатньою. Для підвищення якості друкарської продукції необхідно підвищити щільність з'єднання поверхні друкарського циліндра з поверхнею обтяжки. Це можливо здійснити за рахунок збільшення площі контактуючих поверхонь і оптимальних режимів обробки. Запропоновано вібраційне накатуванням, яке дозволяє наносити на поверхню друкарського циліндра повністю регулярний мікрорельєф гексагонального типу ввігнутої форми, що дає можливість збільшити площу контакту до 100%.

УДК 621.833.6

В. Каретін

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ТЕОРІЯ ІНЕРЦІЙНОГО ТРАНСФОРМАТОРА КРУТНОГО МОМЕНТУ

Одним із ефективних засобів підвищення продуктивності технологічного устаткування є застосування безступеневих передач, а також покращення основних експлуатаційних характеристик тягових машин та транспортних засобів.

Механічні безступеневі передачі у порівнянні з гідростатичними та гідродинамічними володіють принциповою перевагою, тому що трансформування механічної енергії без проміжного перетворення виду енергії може бути здійснено з меншими втратами. Для реалізації цієї переваги необхідно вирішити ряд складних технічних завдань.

Відомо два принципово різних види механічних безступеневих передач: імпульсні та безперервні. У імпульсних швидкості окремих внутрішніх ланок є періодичними функціями часу. А у безперервних на стаціонарних режимах швидкості всіх ланок являються постійними.

Недоліком безперервних безступеневих передач є наявність кінематичного ковзання в контактній площині гладких криволінійних поверхонь робочих тіл, що передають крутний момент силами тертя при високих контактних напругах. Деякі успіхи в зниженні практичної значущості цього недоліку відомі.

А у імпульсних передачах кінематичне ковзання виключається ціною використання коливального руху внутрішньої ланки (ланок), яке потім перетворюється в обертання вихідного вала за допомогою механізмів вільного ходу (МВХ), що виконують функцію механічних випрямлячів. Але коливальний рух пов'язано з підвищеними динамічними навантаженнями, а сама робота МВХ при високій частоті включень виставляє на перший план питання про їх надійність. Це пригальмувало використання таких передач в автомобілебудуванні, де вимоги до надійності зростали швидше, ніж успіхи в підвищенні надійності імпульсних передач, але в приводах самого різного технологічного устаткування вони отримали досить широке застосування.

Актуальною залишається задача підвищення коефіцієнту корисної дії (ККД) інерційного трансформатора, оскільки ККД є найважливішою характеристикою будь-якого приводу.

Особливий клас імпульсних передач представляють інерційні імпульсні безступеневі передачі. Вони мають ряд цінних властивостей:

- є простими по конструкції;
- не мають потреби в керуванні, так як передаточне відношення автоматично змінюється при зміні навантаження на вихідному валу;
- не навантажують двигун на стоповому або стартовому режимах, так як при передаточному відношенні рівному нулю (вихідний вал зупинений) середнє, а миттєве значення моменту на вхідному валу, близьке до нуля.

Останнє дозволяє в приводах різного технологічного устаткування в якості двигунів застосовувати найпростіші асинхронні електромотори. При нештатному збільшенні опору на вихідному валу передачі і до його зупинки двигун розвантажується та не вийде з ладу без всякого електричного захисту. Пуск агрегату також відбувається за відсутності моменту опору на валу електродвигуна.

УДК 621.85.5

О. Клендій

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВДОСКОНАЛЕННЯ ЗАПОБІЖНОГО ПРИСТРОЮ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Шнекові транспортери отримали значне використання у всіх галузях народного господарства завдяки високій продуктивності праці, відносній простоті конструкції та зручності і надійності в експлуатації.

Однак, при роботі шнекових конвеєрів досить часто виникають перевантаження, які пов'язані із защемленням шнека внаслідок попадання кускових матеріалів в зону між його витками і кожухом.

Для вирішення цієї проблеми розроблена нова конструкція запобіжного пристрою, яка дозволяє розвантажити робочий орган шнекового транспортера, а також суттєво знижує динамічні навантаження у випадку виникнення перевантажень.

Передача моменту обертання забезпечується кульковим зачепленням між півмуфтами, яке порушується у випадку виникнення заклинювання і зупинки робочого органу шнекового транспортера. Ведуча півмуфта при цьому продовжує обертатись, внаслідок чого кульки виходять із зачеплення. Це призводить до осьового зміщення веденої півмуфти і відповідно шнекового органу. Дане зміщення дає можливість вивести транспортуєчий матеріал із зони між поверхнею обертання шнека і корпусу транспортера. Внаслідок обертання ведучої півмуфти кульки входять у початкове положення і відбувається відновлення робочого стану транспортера.

При цьому ведена півмуфта встановлена на шліцах вала шнекового робочого органу з можливістю осьового зміщення. В цьому випадку між торцевою опорною поверхнею вала і веденою півмуфтою існує певний зазор, величина якого відповідає запобіжному режиму, однак є меншою за величину заглиблення лунки ведучої півмуфти. На торцевій поверхні ведучої півмуфти по діаметру розташування кульок і лунок із двох сторін кожної лунки виконано колові канавки, причому кут нахилу канавки φ з робочої сторони лунки є значно меншим ніж кут нахилу канавки γ з неробочої сторони лунки. Розгортка робочої поверхні ведучої півмуфти зображена на рис. 1.

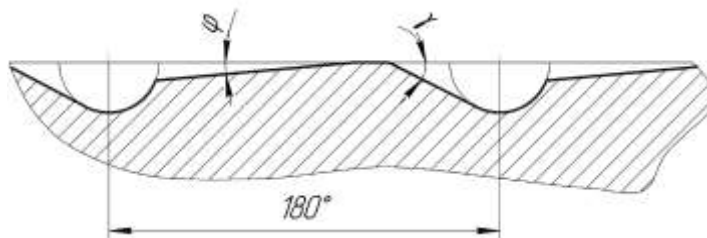


Рис. 1. Розгортка торцевої поверхні ведучої півмуфти

При виході кульок із зачеплення з лунками ведучої півмуфти здійснюється плавне осьове відведення заклиненого робочого органу, при цьому кульки рухаються по коловій канавці, яка має кут нахилу φ на торцевій поверхні ведучої півмуфти. При відновленні початкового стану запобіжного пристрою кульки здійснюють рух по коловій канавці, яка має кут нахилу γ на торцевій поверхні ведучої півмуфти

Запропонована конструкція запобіжного пристрою дозволяє суттєво зменшити динамічне навантаження на привід та сили інерції в кульках муфти, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики.

УДК 621.86

В. Клендій

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗНОШЕННЯ КОНДУКТОРНИХ ВТУЛОК СВЕРДЛИЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ І СВЕРДЛ

Сучасні реалії ринкової економіки в умовах жорсткої конкуренції вимагають постійної модернізації та розширення існуючої номенклатури товарів та застосування в технологічних процесах універсальних пристроїв, зокрема кондукторів і що дасть змогу покращити якість продукції зменшити собівартість виготовлення продукції та зробити виробництво гнучким і швидко переналагоджуваним на різні типорозміри деталей машин.

У конструкціях відомих свердлильних пристроїв низька надійність і довговічність кондукторних втулок пов'язана з інтенсивним їх зношуванням і інструментів – свердел, зенкерів і розверток. Крім цього призводить до зниження, якості точності виконання отворів.

Для дослідження процесу зношення кондукторних втулок розроблена конструкція стенду (рис. 1).

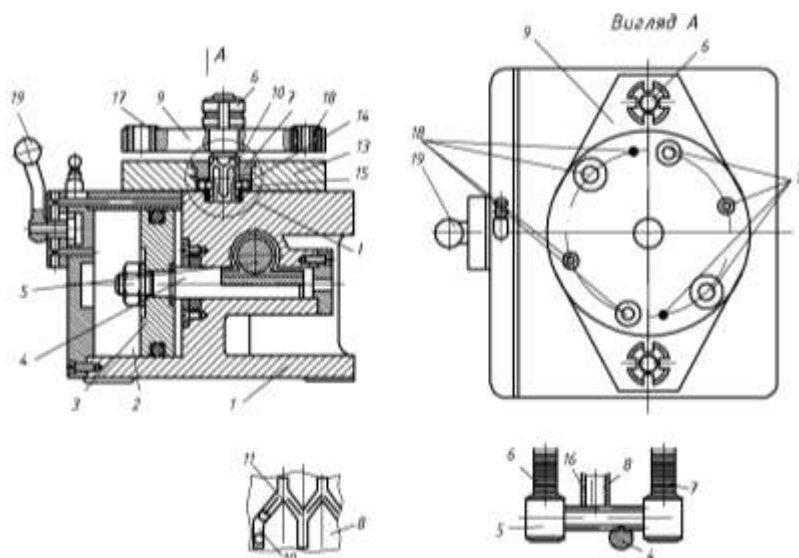


Рис. 1 Стенд для дослідження процесу зношення кондукторних втулок свердлильних пристроїв і сверدل (Патент України № 73669)

Робота стенда здійснюється наступним чином. Пульт керування 19 здійснює запуск стиснутого повітря у пневмоциліндр 2 при цьому поршень 3 переміщається вправо разом з штоком-рейкою 4, при цьому зуби 5 шток-рейки у рухомій втулці 7 прокручуються і піднімають вверх колонки 6 разом з кондукторною плитою 9 на необхідну величину. В цей час на колону 8 встановлюють заготовку 13 разом з втулкою 12, а кульки 15 вставлені у радіальні пази 14 і є у взаємодії з вертикальними осьовими пазами 10 колони. При переміщенні вверх заготовки кульки 15 переходять у косі пази вище точки їх перетину 11, а при їх опусканні з заготовкою кульки 15 кінцево провертають заготовку і вона разом з кондукторною плитою 9 опускається вниз і затискує заготовку. Після чого здійснюється технологічний процес свердління по стаціонарних і обертових кондукторних втулках виготовлених з радіально упорних підшипників. Зношення кондукторних втулок і сверدل заміряють після свердління 100...500 отворів і здійснюється порівняльна характеристика зношення одних та других кондукторних втулок так і сверدل.

Перевагою даного стенду є те що він дає змогу дослідити і порівняти зношення кондукторів з обертовими і стаціонарними кондукторними втулками.

УДК 621.86

М. Клендій

(Відокремлений підрозділ національного університет біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»)

СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВІДНИХ ПАСІВ МАШИН

В сучасних умовах ринкових відносин основним завданням машинобудування є покращення конкурентоспроможності продукції. Це зумовлюється покращенням і точним визначенням технологічних можливостей машин, які багато в чому залежать від механізмів приводу і передачі механічної енергії.

Відомий стенд для дослідження висівних апаратів, який виконано у вигляді рами, стрічкового конвеєра, механізму приводу і комп'ютерної системи для фіксації результатів дослідження, установчих і кріпильних елементів.

Основний недолік стенда – обмежені технологічні можливості.

Для усунення даного недоліку було сконструйовано стенд для дослідження приводних пасів машин, основною метою якого є розширення технологічних можливостей шляхом його виконання у вигляді рами, стрічкового конвеєра, механізму приводу і комп'ютерної системи для фіксації результатів дослідження, установчих і кріпильних елементів, причому на раму горизонтально жорстко встановлено плиту, перпендикулярно до плити в передній її частині жорстко встановлена вертикальна стійка, на якій закріплено механізм навантаження паса, який виконано у вигляді циліндричного ролика з можливістю кругового обертання, вісь якого є паралельною до осей ведучого і веденого шківів стрічкового конвеєра і яка жорстко закріплена в П-подібній скобі, а ролик є у взаємодії з пасом, а кронштейн верхнім кінцем жорстко з'єднаний з гвинтом, який встановлено в гайку з можливістю кругового і осьового повертання, остання жорстко з'єднана з вертикальною стійкою, а на вертикальному кінці гвинта жорстко встановлено лімба з рукояткою і системою приладів заміру сили навантаження паса, аналогічний гвинтовий механізм осьового переміщення встановлено на веденому валу стрічкового конвеєра з лінійною шкалою величини його переміщення, а в якості механізму навантаження приводу на веденому валу стрічкового конвеєра встановлено порошокове гальмо, яке через ведений шків є у взаємодії з приводним пасом, а механізм регулювання швидкості виконано у вигляді електродвигуна постійного струму з регулятором сили струму, контроль параметрів роботи стенда здійснено тахометром і приладами для заміру зусилля, всі прилади, які є на стенді системою каналів з'єднані з аналоговими перетворювачем, а той в свою чергу з'єднані з комп'ютерною системою, крім цього стенд обладнано пультом керування, який жорстко приєднаний до плити у верхньому лівому куті рами. (рис. 1)

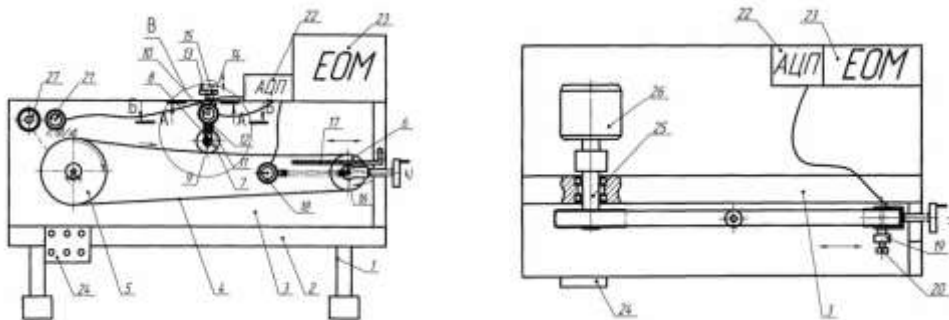


Рисунок 1 – стенд для дослідження приводних пасів машин

Робота стенда для дослідження приводних плоских ременів здійснюється наступним чином. Приводний пас 4 охоплює ведучий 5 і ведений 6 шківів, необхідний натяг здійснюють за допомогою лімба 16 і притискного ролика 7 механізму навантаження. Після цього з пульта керування 24 включають стенд і здійснюють дослідження, змінюючи навантаження і швидкість обертання приводного вала, а за допомогою комп'ютера здійснюється фіксація параметрів і побудова графіків роботи стенда з видачею рекомендацій щодо режимів роботи приводних плоских пасів.

УДК 531.374; 539.

Я. Проць, В. Савків, І. Козбур

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ АКТИВНОГО КОНТРОЛЮ РОЗМІРІВ І ФОРМИ ЗАГОТОВОК В ПРОЦЕСІ МІЖОПЕРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ

При суміщенні операцій міжопераційного транспортування, розвантаження і завантаження технологічного обладнання з операціями контролю можна досягнути значного скорочення загального часу виконання технологічного процесу на механообробному виробництві. Використовуючи для цих операцій безконтактні струминні захоплювачі, при мінімальній зміні конструкції, – дообладнанні їх пневмоелектронними вимірювальними елементами, можна проводити одночасний контроль лінійних розмірів і транспортування заготовок.

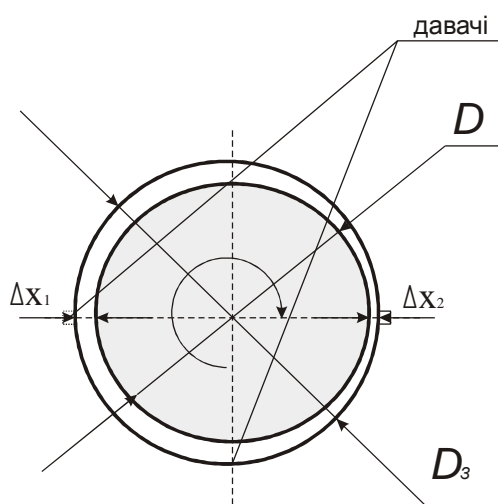


Рис.1 Розміщення давачів та положення заготовки в

Переобладнання проводиться за рахунок встановлення у відповідних позиціях контролю динамічних давачів тиску. При зміні форми та розмірів об'єктів маніпулювання відповідно змінюються параметри ексцентричного проміжку, через який витікає повітря і розподіл тиску у ньому. Вимірюючи зміну тиску струменя в проміжках захоплювач-заготовка можна зробити висновки про лінійні розміри і форму заготовок. Можливі позиції встановлення давачів зображено на рис.1.

При проведенні вимірювань слід враховувати, що заготовка може обертатись відносно власної осі, відхилитись від вертикальної осі захоплювача, коливатись у площині захоплювача. Тому, для визначення реальних розмірів заготовки, бажано використовувати порівняння вимірів проведених по співвісних давачах користуючись виразом $D = D_3 - \Delta x_1 + \Delta x_2$, де D – діаметр заготовки, D_3 – діаметр захоплювача, Δx_i – розміри проміжків по співвісних давачах. Розміри зазорів давач заготовка отримують через значення тиску у зазорах $\Delta x_i = f p_i$, де p_i – тиск у позиції відповідного давача.

Для зменшення похибок слід проводити багатократні вимірювання у позиціях співвісних давачів. Розмір вибірки вимірювань, при використанні сучасних давачів тиску, може сягати сотень. Масив даних вимірювань $\Delta x_{i1} + \Delta x_{i2}$ слід обробити, з метою зменшення систематичних похибок, знайшовши середнє значення по вибірці, яке знаходимо у вигляді $\overline{\Delta x_1 + \Delta x_2} = \sum_{i=1}^n \Delta x_{i1} + \Delta x_{i2} / n$, де n кількість значень масиву вибірки. Користуючись усередненим значенням можна перерахувати його в реальні розміри діаметра заготовки. Середньоквадратична похибка вимірювань буде оцінюватись як, – $S_{\bar{x}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \bar{x} - x_i^2 / n n - 1}$.

Для зменшення похибок слід проводити багатократні вимірювання у позиціях співвісних давачів. Розмір вибірки вимірювань, при використанні сучасних давачів тиску, може сягати сотень. Масив даних вимірювань $\Delta x_{i1} + \Delta x_{i2}$ слід обробити, з метою зменшення систематичних похибок, знайшовши середнє значення по вибірці,

яке знаходимо у вигляді $\overline{\Delta x_1 + \Delta x_2} = \sum_{i=1}^n \Delta x_{i1} + \Delta x_{i2} / n$, де n кількість значень масиву вибірки.

Користуючись усередненим значенням можна перерахувати його в реальні розміри діаметра заготовки. Середньоквадратична похибка вимірювань буде

оцінюватись як, – $S_{\bar{x}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \bar{x} - x_i^2 / n n - 1}$.

УДК 621.924

О. Кондратюк

(Національний університет водного господарства та природокористування)

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ВІЛЬНИМИ АБРАЗИВАМИ

Теоретичні і експериментальні дослідження в області механічної обробки деталей виявили її відповідальну роль в формуванні експлуатаційних властивостей деталей машин. Методи розмірно-чистового оброблення лезовим і алмазно-абразивними інструментами мають широке розповсюдження, але після механічного оброблення, а також при формуванні деталей литтям, пресуванням, ковкою, штампівкою мають місце різноманітні ліквіди, які належить вилучити. Тому важливе місце в технологічному процесі виготовлення деталей займають їх фінішні методи оброблення. Одним із перспективних процесів фінішного оброблення деталей є вібраційний метод в сипучому абразивному середовищі.

Вібраційне оброблення деталей являє собою механічний або хіміко-механічний процес зняття мікрочастин металу і його окисів з оброблюваної поверхні, а також згладжування мікро нерівностей шляхом їх пластичного деформування частинками робочого середовища, які в процесі роботи здійснюють коливний рух. Процес супроводжується послідовним нанесенням на поверхню оброблюваних деталей велику кількість мікроударів частинками робочого абразивного середовища, отриманих від дії направлених вібрацій робочої камери, при їх взаємних співударах і ковзаннях.

Широкі технологічні можливості процесу вібраційного оброблення в поєднанні з високою продуктивністю і можливістю оброблення деталей складної конфігурації при виконанні фінішних операцій ставить його в число найбільш актуальних і перспективних способів і визначає головні напрямки інтенсифікації і розробки нових її різновидностей. Інтенсивність вібраційного оброблення (ВіО) визначається зняттям металу, або ступенем пластичного деформування поверхні в результаті взаємодії гранули з деталлю. Чим вище енергетичний рівень середовища, тим більша сила такої взаємодії. На основі цього виникла шпindelна вібраційна, віброабразивне електрохімічне оброблення, магніто-віброабразивне, вібротермомеханічне оброблення, підвищення інтенсивності в яких досягається за рахунок одночасної дії на робоче середовище двох і більше видів енергії, або додаткових рухів оброблюваних деталей.

Енергетичний рівень, інтенсивність і якість ВіО також визначає характер циркуляційного руху сипучого робочого середовища і оброблюваних деталей. Основними факторами, які формують цей процес, є режими коливальних, конструкції робочих камер, об'єм і ступінь їх заповнення, характеристика і розміри робочого середовища, наявність чи відсутність змашувально-охолоджувальних рідин (ЗОР), хімічних розчинів електролітів. Підвищення енергетичного рівня робочого середовища можна здійснити наданням віброуючій камері додаткових переміщень. Це досягається ускладненням кінематичного руху робочої камери і при їх заповненні в межах 0,6...0,9 об'єму.

Ускладнення кінематичного руху проводиться таким чином, щоб завантажене робоче середовище піддавати одночасній взаємодії направлених вібрацій і відцентрових сил. Це є основою розробки нових процесів вібраційно-відцентрового оброблення деталей машин, і забезпечує підвищенню швидкості, прискорень і ускладнення траєкторії руху сипучого робочого середовища, що визначає підвищення рівня кінетичної енергії робочого середовища, ефективності і продуктивності технологічного процесу вібраційної обробки деталей вільними абразивами.

УДК 621.9

П. Кривий, В. Крупа

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВПЛИВ КУТА λ НА СФОРМОВАНУ ЗА РІЗНИМИ ГЕОМЕТРИЧНО-МАТЕМАТИЧНИМИ МОДЕЛЯМИ ШОРСТКІСТЬ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

Проаналізовано літературні джерела, присвячені впливу режимів різання та геометричних параметрів різальних елементів на висоту мікро нерівностей профілю циліндричних поверхонь [1-4].

Виявлено, що у залежностях, які визначають параметри шорсткості R_a і R_z не висвітлено впливу кута нахилу головної різальної кромки λ на ці параметри якості поверхні. Встановлено, що тільки в [5] подані значення кута λ , які знаходяться в границях $-15^\circ \leq \lambda \leq 45^\circ$, а також відзначено, при його збільшенні шорсткість і складові сил різання P_z і P_y збільшуються, а P_x – зменшується. Великі значення λ (до 45°) рекомендовано призначати при високій жорсткості системи ВПД, в умовах перервного різання, нерівномірного припуску і обробки високоміцних сталей, коли навантаження на різальну кромку велике.

Показано, що при обробці внутрішніх циліндричних поверхонь глибоких отворів з використанням спеціальних інструментів [6] (зенкерів, розточувальних головок) необхідно забезпечити заданий напрям сходу стружки, що реалізується вибором певного значення кута λ . Враховуючи те, що висота мікронерівностей профілю обробленої поверхні формується в результаті контактів головної (ГРК) та допоміжної (ДРК) різальних кромок з обробленою поверхнею [1] додатне чи від'ємне λ зміщує точку контакту вище або нижче центра обертання деталі і відбувається спотворення профілю отриманих мікронерівностей, а відповідно і змінюється їх висота.

Для п'яти геометрично-математичних моделей, розглянутих в [1] запропоновані залежності для визначення висоти мікро нерівностей профілю з врахуванням впливу λ на їх величину.

Запропоновані залежності дадуть змогу більш точно визначити висоту мікронерівностей профілю обробленої поверхні, що зменшить похибку між теоретичними розрахунками і практикою.

Перелік посилань

1. Кривий П.Д. Геометричні та математичні моделювання формування шорсткості поверхні при точінні та розточуванні / П.Д. Кривий, В.В. Крупа // Вісник житомирського державного технологічного університету. – 2010. – №2. – С. 47-56.

2. Суслов А.Г. Техническое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей / Суслов А.Г. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с.: ил.

3. Амарево И. Дж. А. Обработка металлов резанием. / И. Дж. А. Амарево, Р.Х. Браун; пер. с англ. В.Л. Пастунова. – М.: Машиностроение, 1977. – 325 с.

4. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / под. ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985.– Т2. –1985. – 496с.

5. Филлипов Г.В. Режущий инструмент / Г.В. Филлипов. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, –1981.–392с.

6. Пат. 73092 UA МПК (2006.01) B23B 51/10. Багатолезовий різальний інструмент для витяжного розточування внутрішніх циліндричних поверхонь / Кривий П. Д., Крупа В. В.; заявник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – u201202467; заявл. 01.03.2012; опубл. 10.09.2012, бюл. № 17/2012.

УДК 621.86

В. Крук

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПРИСТРІЙ ДЛЯ КАЛІБРУВАННЯ НАПІВКРУГЛИХ КАНАВОК ШЛІЦЬОВИХ ВАЛІВ

Пристрій для калібрування півкруглих канавок шліцьових валів зображено на рис. 1, який виконано у вигляді корпуса 1, в якому виконано вертикальний конусний отвір 2, в якому виконані наскрізні напівкруглі канавки 3, які розміщені рівномірно по колу вертикального конусного отвору в кількості рівній кількості напівкруглих канавок шліцьового вала 4. Вертикальний конусний отвір 2 є у взаємодії з зовнішньою поверхнею конічного сепаратора 5, в якому виконані сферичні лунки 6 рівномірно по його довжині.

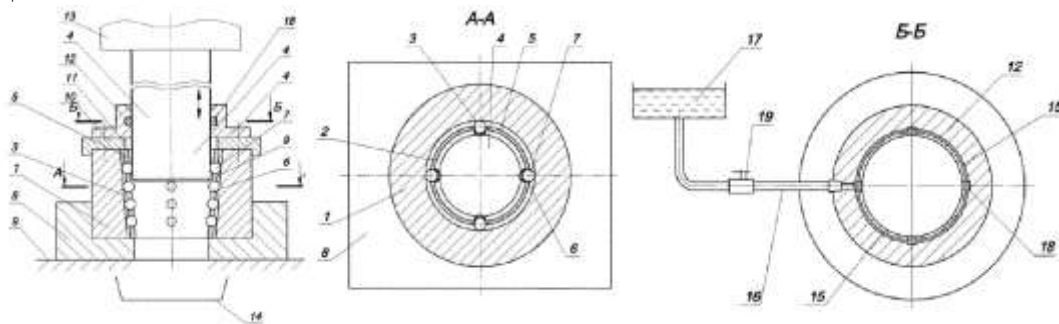


Рис. 1. Пристрій для калібрування півкруглих канавок шліцьових валів (Патент України № 48236).

В сферичних лунках 6 рівномірно по їх довжині напроти напівкруглих канавок 3 встановлені твердосплавні калібруючі кульки 7 зі сторони зовнішнього діаметру. Зі сторони внутрішнього діаметру сферичні отвори менших діаметрів твердосплавних кульок, які по зовнішньому діаметру є у взаємодії з наскрізними напівкруглими канавками 3 конічного вертикального отвору 2 корпуса 1. Причому корпус жорстко закріплений до нижньої плити 8, яка встановлена на підставку 9, або станину преса.

Зверху корпуса 1 встановлено кришку 10 з центральним отвором 11, який є співвісний осі вертикального конусного отвору, яка фіксує в ньому сепаратор 5 з твердосплавними калібруючими кульками 7. Зверху кришки 10 встановлена направляюча втулка 12, яка внутрішньою поверхнею є у взаємодії з зовнішньою поверхнею шліцьового вала 4, на якому виконані напівкруглі канавки з припуском на калібрування. Причому шліцьовий вал нижнім кінцем зорієнтовано по вертикальному конусному отвору, а його напівкруглі канавки співвісні з твердосплавними калібруючими кульками 7. Зверху торець вала взаємодіє з торцем пуансона 13. Знизу під конічним вертикальним отвором 2 пристрою встановлено ємність 14 для складування оброблених валів 4.

Крім цього для покращення технологічного процесу калібрування і зменшення зусилля оброблення всередині направленої втулки 12 виконана кільцева канавка 15, яка з однієї сторони під'єднана за допомогою маслопроводів 16 до бачка 17 з маслом, а з другої сторони до войлочних ущільнень 18, які насичуються мастилом змащують ним напівкруглі канавки і твердосплавні калібруючі елементи 7. Для регулювання величини подачі мастила і його перекриття використовують кран 19.

До переваг пристрою відноситься підвищення якості поверхневого шару напівкруглих канавок шліцьових валів.

УДК 519.816

Ж. Хамуйєла, А. Герра, Ю. Кузнєцов

(Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут")

МЕТОДИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ПРИ МОРФОЛОГІЧНОМУ СИНТЕЗІ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

Метод морфологічного синтезу є одним з розповсюджених методів пошуку технічних рішень та має основну перевагу – отримання так званої морфологічної множини – опису всіх потенційних можливих рішень поставленої задачі. Морфологічна множина може бути представлена морфологічною моделлю у вигляді морфологічної таблиці або морфологічного дерева. Якщо необхідно не розкривати морфологічну модель для збереження конфіденційності, то можна представляти її у вигляді морфологічної матриці з цифровим або буквено-цифровим позначенням словесних (або графічних) ознак і альтернатив (варіантів реалізації ознак). Будь-яке отримане технічне рішення, як сполучення однієї з альтернатив кожної ознаки, можна записати у вигляді морфологічної формули [3].

Проблема пошуку нових методів прийняття рішень в стислі строки при багаторівневому морфологічному синтезі замість повного перебору усіх варіантів морфологічної моделі, яка може налічувати тисячі і, навіть, мільйони варіантів, є актуальною, а її розв'язання перспективним і ефективним.

Для успішного розв'язання багатоваріантних задач морфологічного синтезу і пошуку найкращих варіантів відомі такі способи:

1. Зменшення кількості варіантів рішень в морфологічній моделі за рахунок вилучення неефективних і неперспективних варіантів.

2. Скорочення числа морфологічних ознак (функціональних елементів) за рахунок виділення основних, які головним чином впливають на ефективність і якість об'єкта, що синтезується, і вилучення допоміжних малозначущих ознак.

Перший спосіб, доцільно використовувати при малій кількості ознак і повному переборі усіх варіантів рішення, що робив Ф. Цвіккі – автор методу морфологічного аналізу [5].

Другий спосіб при великій кількості варіантів рішення потребує використання ЕОМ, комбінаторики і об'єднання евристичних можливостей людини з інформаційними, обчислювальними і комбінаторними можливостями ЕОМ [1,2,4].

По другому способу можлива процедура скорочення варіантів шляхом послідовного аналізу ознак, починаючи з меншої кількості альтернатив, і вилученням найгірших комбінацій по основному або комплексному показнику якості.

Перелік посилань

1. Воинов Б.С. Принципы поискового конструирования радиоэлектронных устройств: Учеб. пособие. – Горький: ГГУ, 1982. – 75 с.

2. Глушков В.М. Кибернетика, изобретательство и ЭВМ // Изобретатель и рационализатор. – 1973. - № 2. – с.5-7.

3. Кузнєцов Ю.Н., Хамуйєла Ж.А. Герра, Хамуйєла Т.О. Морфологический синтез станков и их механизмов. – К.: ООО "ГНОЗИС", 2012. – 416 с.

4. Мушик Э., Мюллер П. Методы принятия технических решений: Пер. с нем. – М.: Мир, 1990. – 208 с.

5. Zwicky F. Discovery, Invention, Research through the morphological Approach. – New York: Macmillan Co., 1969. – 265 p.

УДК 62-231:621.9.04

О. Рожко, Ю. Кузнєцов

(Національний технічний університет України «КПІ»)

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РІЗНИХ КОМПОНОВОК БІГЛАЙДУ

Теоретичні та експериментальні дослідження жорсткості біглайдів та біподів доводять вплив місця розташування напрямних, кута несучої системи верстатів нових компонок, кута між штангами на сингулярні положення та динамічні властивості МПС типу «біглайд» та «біпод». Теоретичні дослідження біглайдів виконані в ОНПУ [1], але ніяких практичних підтверджень працездатності МПС такого типу не було. Тому ця тема є актуальною. На рис.1 приведені 3 різні конструкції біглайду, що відрізняються між собою розташуванням напрямних відносно осі координат. Метою дослідження – є вибір конструкції, а саме розташування напрямних та значення кута між штангами, при яких жорсткість буде мати максимальну величину.

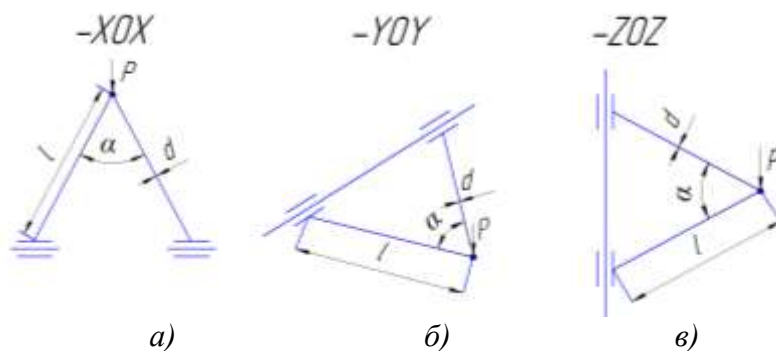


Рис.1 Варіанти розташування напрямних біглайду

Кут між штангами приймає значення від 0° до 180° , при цьому на конструкції діє сила P , що має постійну величину. Були виведені формули розрахунку деформації і жорсткості конструкції та в середовищі програмування віртуальних моделей LabView було побудовано функціональну блок-схему математичної моделі, що дозволило отримати результати в вигляді двох графіків залежності, деформації та жорсткості від кута між штангами. Можна зробити висновки, що при:

- переміщенні вздовж осі X (рис.1, а), обидва стрижня будуть стискатись та при збільшенні кута α , величина деформації конструкції зростає, а величина жорсткості зменшується;
- переміщенні вздовж осі Y (рис.1, б), один із стрижнів буде стискатись, а інший розтягатись та максимальне значення деформації буде спостерігатись коли α буде дорівнювати 0° , відповідно мінімальна при 180° , жорсткість буде збільшуватись, при збільшенні кута.
- переміщенні вздовж осі Z (рис.1, с), у зв'язку з тим що конструкція та дія сили P буде знаходитись у різних площинах, виникає лише деформація на згин та при збільшенні кута деформація конструкції зростає, відповідно жорсткість із збільшенням кута іде на спад.

Перелік посилань

Ягліньський В.П. Системна методологія підвищення технічного рівня промислових роботів і платформ. Дис. докт.техн.наук. 05.03.01.-О., ОНПУ, 2012.-354 с.

УДК 621.313 – 624.9.04

О. Степаненко, М. Манжола, Ю. Кузнецов

(Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут")

ПРОГНОЗУВАННЯ РОЗВИТКУ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ З ЧПК НА МОДУЛЬНОМУ ПРИНЦИПІ МЕТОДОМ МОРФОЛОГІЧНОГО АНАЛІЗУ

У сфері технічних систем важливою задачею є системні дослідження принципів структуроутворення і законів розвитку.

Верстат, як будь яка цілісна технічна система має чітку організацію і структуру, аналіз якої дозволяє морфологічно описати його будову і, залежно від сфер використання цього верстату, мати можливість передбачати розвиток як конкретного типу верстатів, так і галузі в цілому. Крім того, даний підхід дозволяє більш свідомо виконувати задачу проектування верстату і керуватись тими ж самими законами, а не «виривати з цілісної картини окремі шматки» [4].

Найбільш ефективно методика морфологічного аналізу виявляє себе на прикладі застосування відносно верстатів з паралельною кінематикою, адже, як виявилось, даний тип верстатів не є достатньо вивченим, а саме, якщо брати до уваги тільки кінематичну будову, то існує безліч варіантів компоновок паралельних механізмів з новими, невідомими раніше властивостями [1]. Тому дана методика є як раз тим інструментом, який допомагає цілеспрямовано виявляти та вивчати можливі варіанти будови верстатів з механізмами паралельної структури (МПС).

В результаті аналізу сучасного верстатного обладнання і потреб виробництва вибрано вісім основних морфологічних ознак, кожна з яких може бути реалізована різними альтернативними варіантами. Складається морфологічна модель у вигляді згорнутої та розгорнутої матриць (з міркувань конфіденційності не наводиться) [3].

Для конкретизації задачі пошуку, особливо в умовах обмежених можливостей, доцільно користуватися методом відсікання зайвих складових морфологічних ознак, залишаючи при цьому тільки такі, що потрібні в даний момент для пошуку компоновок необхідного типу верстатів.

Результати досліджень показали, що метод морфологічного аналізу може бути використаний не тільки для направлено пошуку нових технічних рішень [2], а також для прогнозування напрямку подальшого розвитку технічних систем.

Метод морфологічного аналізу дає можливість більш повно бачити поставлену задачу і брати до уваги не тільки явні варіанти, але й такі, що потребують креативного мислення для їх виявлення, тобто метод розвиває нестандартне бачення і дає змогу всесторонньо охопити задачу.

Перелік посилань

1. Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Е. Компоновки станков с механизмами параллельной структуры / Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирский В.С., 2010. – 471 с.
2. Кузнецов Ю.М., Скляр Р.А. Прогнозування розвитку технічних систем. Під ред. Ю.М. Кузнецова. – К.: ТОВ "ЗМОК" – ПП "ГНОЗІС", 2004. – 323 с.
3. Кузнецов Ю.Н. Генетико-морфологический принцип создания станков нового поколения / Вісник СевНТУ, 2010. – С.3-12.
4. Пашкевич М.Ф. Исследования и изобретательство в машиностроении / Могилев, Бел. – Рос. ун-т, 2005. – 294 с.

УДК 621.86

І. Кучвара, В. Клендій

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

УНІВЕРСАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ І КОНТРОЛЮ ДЕТАЛЕЙ

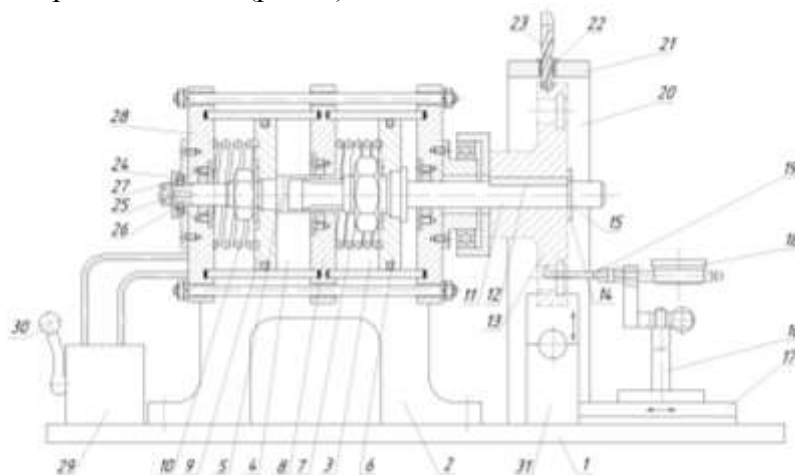
В сучасному автоматизованому машинобудуванні значного розповсюдження набули пристрої для свердління та контролю деталей. Відомий пристрій для свердління отворів, який виконано у вигляді плити до якої жорстко закріплені всі механізми і деталі базування і перестановлення заготовок на певний кут, їх закріплення, направлення інструментів

Основний недолік прототипа – обмежені технологічні можливості і мала продуктивність праці.

Відомий також механізм повертання заготовки, який виконано у вигляді колонки з пазами, встановленої на осі обертання, втулки з радіальними отворами, які закріплені в обертовій плиті, встановлених встановлених в радіальних отворах втулки кульок, змонтованих з можливістю взаємодії з поверхнями, пазів колонки.

Основний недолік прототипа – обмежені технологічні можливості і мала продуктивність праці.

Для усунення даних недоліків було сконструйовано універсальний пристрій для оброблення і контролю деталей (рис. 1)



Універсальний пристрій для оброблення і контролю деталей

Робота універсального пристрою для оброблення і контролю деталей здійснюється наступним чином. Включають систему пневмопривода 29 за допомогою рукоятки 30 і шток 11 відводять в праве положення, знімають розрізну шайбу 14 з правого його кінця і на вільний кінець встановлюють заготовку 13, до торця якої встановлюємо розрізну шайбу 14. Переключають пневмосистему, шток 11 переміщується вліво і закріплюють заготовку у пристрою. За допомогою шпинделя зі свердлом 23 здійснюють свердління отворів у заготовці 13. Пневмосистему переключають таким чином, щоб здійснити хід штока вправо. При ході вправо штока 5 кульки 26 є у взаємодії з косими частинами пазів 25 і здійснюють провертання заготовки 13 на певний кут. На цій позиції здійснюють свердління наступного отвору, і так далі, поки не здійснюють свердління всіх отворів. Після цього здійснюють контроль конструктивних параметрів деталі за допомогою індикаторної ніжки 19 і індикатора. В разі прогину штока 11 з заготовкою 13 за допомогою самовстановлюючої пневматичної підставки 31 її підтримують відомим способом.

УДК 621.941.323.2

В. Кушик

(Національний технічний університет України «Київський Політехнічний Інститут»)

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ОБРОБКИ НА ТОКАРНИХ АВТОМАТИЗОВАНИХ ВЕРСТАТАХ

Якість обробки, як комплексний показник, на токарних автоматизованих верстатах зв'язаних з рядом технологічних і конструкційних факторів, зокрема з проектуванням і використанням конструкцій високоточних широкодіапазонних цангових патронів з подвійною мультиплікацією і пружною циліндричною цангою зв'язаною з фланцем і торцем шпинделя. Розроблені конструкції даних патронів на рівні винаходів і корисних моделей забезпечують стабільну радіальну і кругову жорсткість, а також підвищення осьової точності затиску за рахунок зменшення відтягування прутка від упору при обробці на токарних багатошпindelних автоматах. При обробці на токарних автоматизованих верстатах нежорстких циліндричних деталей, такі як кільця підшипників з використанням цих патронів дозволяє виключити з техпроцесу операцію вторинної відрізки торця.

Для розширення діапазону затискувань заготовок в конструкціях патронів використовують ефект мультиплікації, а саме принцип гранної розрізки затискуваного елемента, що створює ефект широкодіапазонності.

При русі труби затиску вліво цанга 1 з конічною частиною переміщається також вліво. Затискні елементи 3 боковими скошеними площинами тиснуть на додаткові елементи 4, які, в свою чергу, тиснуть на циліндричну поверхню сегментів 6, і за рахунок скосів переміщують додаткові елементи 7, а останні своїми робочими поверхнями взаємодіють з прутком 12. Проходить затиск прутка 12. Розтиск прутка 12 проходить в зворотній послідовності. При цьому, з'єднувальні елементи 8, які з'єднані з циліндричною цангою 5 і фланцем 9, забезпечують високу осьову точність при затиску прутка 12.

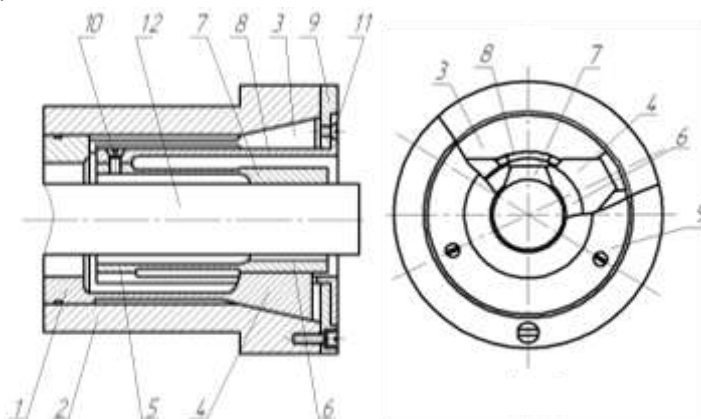


Рис.1. Широкодіапазонний цанговий патрон підвищеної точності

Теоретичні та експериментальні дослідження і виробничі випробування підтвердили стабільність характеристик патронів в діапазоні затиску до 2 – 3 мм в одному патроні. Використання цангових патронів з подвійною мультиплікацією на токарних одно – та багатошпindelних автоматах і верстатах з ЧПК підвищує якість обробки за рахунок стабільної радіальної, кругової жорсткості та осьової точності для заготовок з значним відхиленням затискуваних заготовок.

УДК 621.86

М. Левкович

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

КУЛЬКОВИЙ ЗАПОБІЖНИЙ ПАТРОН

Кульковий запобіжний патрон зображено на рис.1, виконано у вигляді конічно-циліндричного хвостовика 1, який конічною частиною взаємодіє з шпинделем 2 верстату.

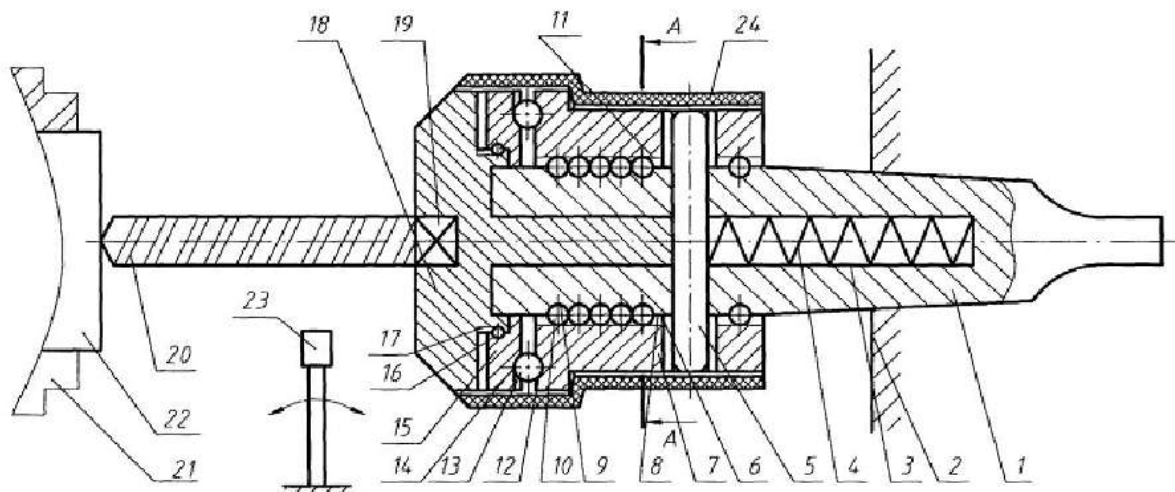


Рис.1. Кульковий запобіжний патрон (Патент України № 51223).

У внутрішньому отворі 3 хвостовика розміщена пружина стискування 4, яка впирається в палець 5, який вільно встановлений в радіальному отворі 6 хвостовика 1 і повідка 7 з можливістю осевого переміщення. На циліндричній частині 8 конічно-циліндричного хвостовика 1 в зоні взаємодії з поводком 7 виконані рівномірно по колу три ряди сферичних півлунок 9, в які завальцьовані кульки 10 з можливістю кругового повертання.

Останні зверху взаємодіють з внутрішніми півкруглими осевими пазами 11, які виконані в центральному отворі поводка 7. В торцевій лівій частині поводка рівномірно по колу виконані сферичні виїмки 12, наприклад три, в які встановлені кульки 13. Останні з другої сторони взаємодіють з виїмками 14 корпусу 15, який жорстко встановлений на кінці циліндричної частини 8 хвостовика 1 через кульки 16 з можливістю кругового обертання.

В центральному шліцевому отворі 17 корпусу 15 з можливістю осевого переміщення встановлено упор 18 з центральним квадратним отвором 19, в який встановлюють ріжучі інструменти 20 наприклад свердло, зенкер, розвертку або мітчик, а в патроні 21 встановлена заготовка 22.

З лівого торця упору 18 по ходу переміщення інструменту 20 на рамі верстату встановлено обмежувач ходу 23 з реверсом із можливістю коливного руху. Повідок 7 з корпусом 15 і упором 18 по зовнішньому діаметру закритий захисним кожухом 24 від попадання забруднення.

До переваг патрона відноситься зменшення тертя в зоні контакту деталей при відносному переміщенні

УДК 621.86

Р. Лещук

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОПРАВКА ФЛАНЦЕВА КУЛАЧКОВА

Оправка фланцева кулачкова зображена на рис. 1, виконана у вигляді циліндричного корпусу 1, який лівим фланцем 2 жорстко закріплена до планшайби токарного патрона, який на кресленні не показано. Права циліндрична частина 3 корпусу 1 виконана пустотілою, посередині довжини якої рівномірно по колу виконані різьбові пази 4, наприклад три, які є у взаємодії з кулачками 5 з можливістю радіального переміщення. По зовнішньому діаметру кулачків виконані кільцеві виточки 6, які є у взаємодії з кільцевими пружинами 7, які їх стискають до центра оправки.

Кулачки 5 по внутрішньому діаметрі виконані конусної форми, з збільшенням діаметра в праву сторону кінця циліндричної оправки 3, які є у взаємодії з конусною трьохгранною розпорною втулкою 8, яка встановлена внутрішнім діаметром на шпильку 9 з можливістю осьового переміщення.

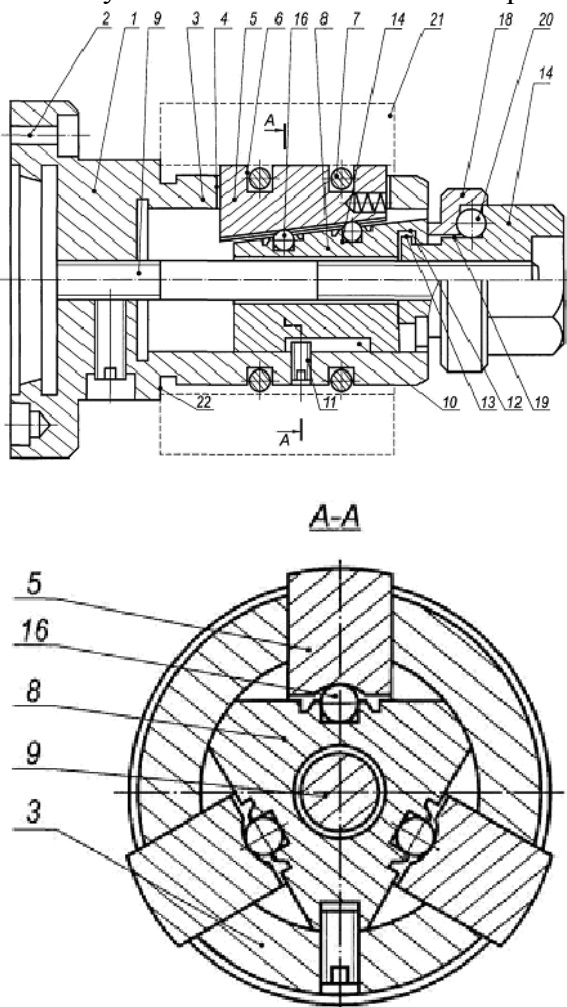


Рис. 1. Оправка фланцева кулачкова
(Патент України № 56794)

є у взаємодії з гвинтом-обмежувачем 21 величини осьового її переміщення.

Внутрішнім діаметром конусна трьохгранна розпірна втулка встановлена на шпильку, яка закручена в тіло циліндричної оправки корпусу з можливістю осьового переміщення. Права внутрішня канавка 10 розпірної втулки 8 є у взаємодії з циліндричним виступом 11 затискної гайки 12, яка нагвинчена на шпильку 9 з можливістю кругового і осьового переміщення. По зовнішньому діаметру з двох кінців конусної розпірної втулки 8 виконані циліндричні виїмки 13, які є у взаємодії з кульками 14, які по зовнішньому діаметру є у взаємодії з кулачками 5 для зменшення тертя при їх взаємному переміщенні. Крім цього праві торці кулачків є у взаємодії з стопорною шайбою 15, яка встановлена на ліву циліндричну виточку 16 затискної гайки 12, а в простір між правим торцем циліндричної виточки затискної гайки і лівим торцем стопорної шайби встановлено кульки 17, які забезпечують чутливість і меншу силу закручування при закріпленні на оправці циліндричної заготовки 18 внутрішнім діаметром, яка лівим торцем впирається в упор 19 правої циліндричної частини корпусу 3. На одній із виступів трьохгранної конусної розпірної втулки виконано осьовий паз 20, який -

УДК 621.9.06-529-8

О. Литвин

(Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут")

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ПАРАМЕТРИ ВУЗЛІВ ШТОКОВИХ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ

Вимоги до підвищенню точності обробки деталей безперервно підвищуються, і ця тенденція досить важлива для розвитку сучасного виробництва. Розмірна обробка тонкостінних деталей на технологічних операціях точіння, шліфування і інших пов'язана з прогином оброблюваних поверхонь під дією сил різання і закріплення з подальшим формуванням пов'язаних з цим похибок обробки. Розробка і дослідження показників точності даного обладнання є актуальною науково-технічною проблемою, яка має важливе значення для розвитку машинобудування.

Вказана проблема є загальною і включає в себе ряд складових. Основною з них є дослідження динамічних процесів, що мають місце при роботі затискного патрона. Потрібні потужніші та технічно досконаліші методи та устаткування для виконання поставлених інженерних задач. Зокрема, при обробці на токарних верстатах особливу увагу слід приділяти установочно-затискним механізмам, які повинні забезпечувати надійне та точне базування утримання заготовок за умови складно-деформованого стану. За отриманими результатами можна встановити межу експлуатаційного використання, тобто граничну частоту обертання, що забезпечує необхідну силу для утримання заготовки. Дослідження динамічних процесів ефективно здійснюється методами середовища T-Flex Parametric CAD».

Однією з найбільш важливих задач є визначення необхідної сили затиску заготовки, що повинна забезпечити незмінне положення заготовки на протязі всього процесу оброблення та забезпечити її цілісність, тобто запобігти зминанню чи деформації заготовки після розтиску затискного механізму. Зважаючи на конструктивні особливості об'єкту дослідження (токарного патрона), та умов його експлуатації, важливим - є дослідження не статичного впливу навантажень на систему, за яким розрачується необхідна сила затиску заготовки згідно загальноприйнятих машинобудівних норм, а розрахунок в динаміці, тобто врахування як статичної так і динамічної складової, що діє на систему патрон-заготовка

Виконані розрахунки зміни динамічної складової сили затиску від частоти обертання досліджуваного затискного патрону в межах, коли сила затиску заготовки впаде до 1/3 відносно початкового значення, тобто до 33%. Аналізуючи результати, можна зробити висновок, що залежність коректно відображає характер зміни падіння затискного зусилля на кулачках та граничне значення по частоті обертання складає 3700 хв⁻¹. Також судячи з величин максимальних частот використання, можна стверджувати, що досліджуваний затискний патрон працює в близькому діапазоні в порівнянні з аналогічними самоцентруючими патронами фірми Schunk моделей NCS 250 і NCR 200, подібна за габаритами та конструкцією.

Порівнюючи наведені вище графіки, можна зробити висновок, що побудована нами залежність коректно відображає характер зміни падіння затискного зусилля кулачків на заготовку. Також судячи з величин максимальних частот використання ми можемо стверджувати, що наша, подібна за габаритами конструкція, працює в близькому діапазоні і порівнянні з аналогами.

УДК 621.86

І. Логущ, О. Фльонц

(Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»)

СПОСІБ НАРІЗАННЯ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ НА СМУГИ

Метою є підвищення продуктивності праці і стійкості ножів шляхом виконання якому конвеєрну стрічку подають горизонтально в зону різання, а розрізання здійснюють дисковими ножами з односторонньою заточкою, що обертаються за чи проти руху подачі конвеєрної стрічки в сторону дискових ножів з глибиною різання рівною або більшою товщини конвеєрної стрічки, причому на ріжучі диски в зоні верхнього діаметра ріжучого диска протилежному від зони різання здійснюють повітряно-капельне охолодження і змащення під тиском 0,5...1,5МПА, причому ріжучі кромки дискових ножів розміщують в зоні між опорними падаючими роликми конвеєрної стрічки в зоні різання і не є з ними в контакт, а розрізані смуги конвеєрної стрічки намотують на вал, який встановлюють в опорі на висоті рольганга через направляючі ролики по ходу переміщення конвеєрної стрічки в бухту.

На рис. 1. представлена схема виконання способу. Спосіб реалізується наступним чином. На раму 1 на якій встановлено рольганг 2 з опорними роликми 3, що обертаються в напрямку подачі конвеєрної стрічки 4 в зону різання. Порізка конвеєрної стрічки здійснюється дисковими ножами 5, які заточені під кутом 45...60° і обертаються в напрямку протилежному руху конвеєрної стрічки 4, а можуть і навпаки. На ріжучі диски 5 в зоні верхніх діаметрів протилежних від зони різання здійснюється повітряно-капельне 6 охолодження і змащення під тиском 0,5...1,5МПА від компресора 7, або заводської системи стиснутого повітря і бака 8 з водою по трубці 9 малого діаметра, яка засмоктується стиснутим повітрям і попадає на ріжучі ножі.

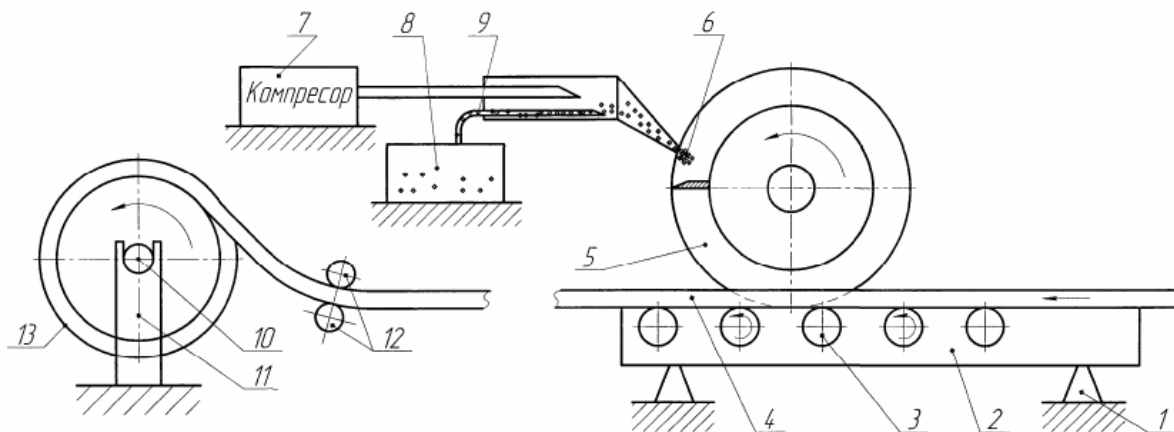


Рис. 1. Схема способу нарізання конвеєрної стрічки на смуги . (Патент України № 67136).

Після нарізки полоси конвеєрна стрічка намотується на вал 10, який встановлено в опорі 11 на висоті рольганга відомим способом через направляючі ролики 12 по напрямку руху конвеєрної стрічки в бухти 13.

При цьому сила різання зменшується в 1,5...1,8 рази, швидкість різання збільшується у 2...2,2 рази, а стійкість ріжучих ножів на 15...22%, при цьому дотриманні екологічно чистого навколишнього середовища і не забруднення установки водою.

УДК 655.01

О. Лотоцька

(Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»)

ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ПАРАМЕТРИ ПОВЕРХНІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ КОМПЛЕКСНІЙ ТЕХНОЛОГІЇ

Питання підвищення надійності і довговічності деталей, вузлів, виробів з розвитком сучасної техніки стають все більш актуальним. Працездатність виробів таких, як літальні апарати, двигуни, автомобілі, машини та інші, у значній мірі залежить від якості поверхні деталей, оскільки відмова виробів відбувається, як правило, внаслідок ушкоджень втомного характеру. Особливо це важливо для вузлів тертя, оскільки 80% відмов машин і механізмів відбувається через поверхневе руйнування. Довговічність роботи машини залежить від зношування деталей, які працюють в умовах тертя, як швидко чи повільно будуть виникати і розвиватися тріщини, особливо при знакозмінних навантаженнях, тобто довговічність буде залежати від якості поверхневого шару деталі.

Перед нами постає задача підвищити якість поверхні та поверхневого шару, а також експлуатаційні властивості. Відомо, що зародження втомної тріщини починається з поверхні заготовки або в приповерхневому шарі. Тому на фінішних операціях виготовлення відповідальних деталей виробів здійснюють їх обробку методами поверхневого пластичного деформування. Ця обробка дозволяє поліпшити параметри якості поверхневого шару деталей, що забезпечує підвищення надійності і ресурсу виробів у цілому.

Таким чином, запропоновано комплексну технологію, яка полягає у вібраційному обкатуванні з наступним хромуванням.

У процесі експлуатації поверхневі шари деталей машин, які працюють за умов тертя, піддаються корозійному, тепловому, адгезійному впливу при цьому важливу роль відіграє структура й фізико-механічний комплекс властивостей тонкого приповерхневого шару матеріалу, від якого істотно залежить характер утворених структур за умов тертя, а також кінетика зношування.

До фізико-механічних параметрів відносяться: твердість, деформаційне зміцнення (наклеп), залишкові напруження.

Під дією зовнішнього впливу поверхневий шар деталей при зношуванні може зазнавати різноманітних змін, які зумовлені деформацією та підвищенням температури контакту. У процесі деформування матеріал зміцнюється і його твердість підвищується. З погляду експлуатації деталей більший інтерес викликає твердість поверхневого шару.

При дослідженні мікротвердості зразків, зокрема зі сталі 45, після застосування комплексної технології виявлено, що глибина зміцненого шару сталі 45, який складає 16,5 мкм, а мікротвердість була в межах 8410–9460 МПа.

Також були проведені дослідження мікротвердості зі сталей У10, 20Х, ХГС, 18ХГТ, 38ХМЮА і сталі 40. Проведені дослідження дозволяють зробити висновок, що при застосуванні вібраційного обкатування з подальшим хромуванням мікротвердість поверхні збільшується в 4–4,5 рази порівняно з основним металом і в 1,5 рази – у порівнянні з суто хромованою поверхнею.

Експериментальні дослідження свідчать про ефективність комплексної технології, що дозволяє отримати високі параметри фізико-механічних характеристик робочих поверхонь, а відтак, і забезпечити їхні високі експлуатаційні властивості при виготовленні та відновленні циліндричних деталей машин.

УДК 621.87

Р. Лотоцький

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОДНОЗЕРНОВИХ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ

Конструктивно-технологічний аналіз висівних апаратів для координатно - однозернинного висіву насіння зернових, колоскових і технічних культур показав, що на теперішній час ще не створені високопродуктивні та надійні апарати. Найперспективнішим і базовим для подальшого вдосконалення є висівні апарати з висівним диском, радіальними відкритими пазами по зовнішньому діаметру.

Найперспективнішим і базовим для подальшого вдосконалення є висівні апарати з висівним диском, радіальними відкритими пазами по зовнішньому діаметру, який зображено на рис. 1.

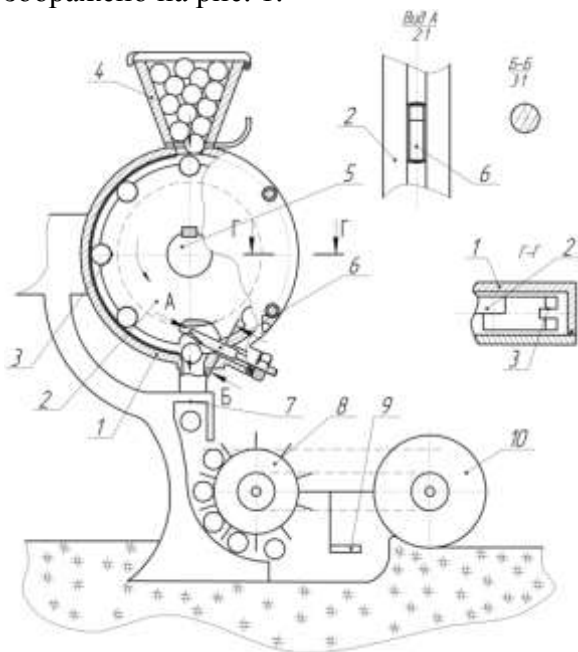


Рис. 1. Дісковий апарат точного висіву насіння

Однозерновий апарат висіву насіння з точним розміщенням зернин у ґрунті виконано у вигляді корпусу 1, в якому на валі 5, закріплений комірчастий диск 2, в якому рівномірно по зовнішньому діаметру виконані комірчки 3, форма і розміри яких відповідають зовнішнім параметрам зернин, які в них розміщені, що висівають. Зерно подається через бункер 4, на диск 2, який є у взаємодії з клином 6. Клин жорстко закріплено в корпусі 1 відомим способом і гострим кінцем встановлено під кутом в сторону напрямку руху вертикального комірчастого диска 2 з можливістю регулювання. Після чого зерно потрапляє в сушник 7 з якого через барабан 8 розкладається в ґрунті. Після чого загортається загортачем 9 і запресовується катком 10.

Для визначення параметрів висіву в процесі досліджень було виведено ряд формул (1), (2), (3).

Визначення сили виштовхування зернин із висівного апарата:

$$Q = \frac{M}{R} \operatorname{ctg} \gamma_1 - \operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2 + mg(\operatorname{tg} \gamma_1 - \operatorname{tg} \varphi_2) + 4\pi^2 \cdot n^2 \cdot m \cdot R \quad (1)$$

Швидкість виштовхування зернини з висівного апарата:

$$V_g = \frac{2\pi n_d R}{\sin \gamma} \quad (2)$$

Продуктивність висівного апарата:

$$N = m_1 n_d \quad (3)$$

За рахунок впровадження досліджень зменшаться енерговитрати при експлуатації і покращаться умови висіву насіння шляхом використання конструкцій одно зернових апаратів точного висіву насіння з точним розміщенням зернин у ґрунті.

УДК 621.9

І. Луців, Д. Дячук

(Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя)

АНАЛІЗ ЗМІНИ ЗУСИЛЬ РІЗАННЯ ПРИ БАГАТОЛЕЗОВІЙ ОБРОБЦІ АДАПТИВНОГО ТИПУ

Прогрес металообробного обладнання і металорізальних інструментів в даний час перш за все пов'язують із збільшенням їх продуктивності, точності та надійності, що передбачає зосередження першочергової уваги на багатолезовій та вібраційній обробці. Втіленню цієї ідеї на даний момент заважають проблеми із досягненням достатньої динамічної стійкості технологічних систем.

Тому з метою підвищення точності та вібростійкості верстатно-інструментального обладнання на кафедрі конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету розроблено ряд конструкцій пристроїв багатолезового самоналагоджувального різання. Їх робота полягає в тому, що при обробці поверхонь обертання декількома однаковими лезами, що розміщені симетрично відносно оброблюваної поверхні, усунення пружних деформацій від радіальних складових зусиль різання можна добитися, якщо покласти кожному лезу одну ступінь вільності в напрямку, який співпадає з напрямком подачі, і зв'язати ці леза між собою в цьому напрямку з допомогою механізмів чи засобів, які здійснюють адаптивний зв'язок між лезами. Така обробка має багато переваг: підвищення точності і продуктивності різання, подрібнення зливної стружки, покращення шорсткості обробленої поверхні, підвищення вібростійкості різання та інших.

Вказані системи можна застосовувати для обробки циліндричних і конічних поверхонь, отворів і торців деталей, а також для різних матеріалів, особливо тоді, коли і структурна жорсткість, і жорсткість, яка залежить від механічних характеристик матеріалів (обробка неметалічних, пластмасових виробів, інших пластичних матеріалів) є недостатньою.

В процесі функціонування адаптивних систем такого типу вирівнювання зусиль різання між різними ріжучими елементами призводить до додаткових постійних змін товщини зрізаного шару і відповідно – характерної динаміки процесу. При цьому багатолезова обробка супроводжується неперервною взаємоузгодженою регуляцією зусиль різання.

Проведена оцінка зміни зусиль різання при описаній обробці. Якщо при звичайному неадаптивному однолезовому різанні внаслідок коливань глибини різання залежність в часі для зміни зусилля різання $P_I(\tau) = P_0 \cdot (1 - a_e \cdot \sin \omega \tau)^{x_p}$, де a_e – відносна амплітуда зміни глибини різання і очевидно, що при $x_p = 1$ середнє значення сили різання при коливаннях глибини не відрізняється від узагальненого значення P_0 , то характер зміни зусиль різання, наприклад, при дворізцевій обробці адаптивного типу значно відрізняється. Зокрема, при цьому залежність, що описує поведінку в часі зусиль різання на кожному із різців

$$P_I(\tau) = P_0 \cdot (1 - a_e^2 \cdot \sin^2 \omega \tau)^{x_p} \cdot [(1 + a_e \cdot \sin \omega \tau)^{y_p} + (1 - a_e \cdot \sin \omega \tau)^{y_p}]^{-y_p}.$$

а середнє значення зусилля різання на кожному різальному елементі при обробці адаптивного типу

$$P_{cp} \approx \frac{P_0}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\pi/2} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{1 - a_e^2 \cdot \sin^2(0)}{1 + a_e^2 \cdot \sin^2(0)} + \frac{1 - a_e^2 \cdot \sin^2(\pi/2)}{1 + a_e^2 \cdot \sin^2(\pi/2)} \right] = \frac{P_0}{\sqrt{2} \cdot (1 + a_e^2)}$$

Відповідно максимальне і мінімальне значення сил різання на кожному різальному елементі при такій обробці ($x_p = 1$; $y_p = 0,5$)

$$P_{max} = \frac{P_0}{\sqrt{2}} \quad \text{і} \quad P_{min} = \frac{P_0}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1 - a_e^2}{1 + a_e^2}$$

В той же час при неадаптивній однолезовій обробці

$$P_{cp} = P_0; \quad P_{max} = P_0 \cdot (1 + a_e) \quad \text{і} \quad P_{min} = P_0 \cdot (1 - a_e),$$

а при дволезовій обробці жорстко закріпленими різальними елементами

$$P_{cp} = \frac{P_0}{\sqrt{2}}; \quad P_{max} = \frac{P_0}{\sqrt{2}} \cdot (1 + a_e) \quad \text{і} \quad P_{min} = \frac{P_0}{\sqrt{2}} \cdot (1 - a_e)$$

Аналіз представлених залежностей наглядно показує, що в процесі обробки багатолезовими системами адаптивного типу можна суттєво зменшити значення максимальних і середніх значень сил різання і практично виключити розмах коливань порівняно як із традиційною однорізцевою обробкою, так і з дволезовою із жорстко закріпленими різальними елементами. При цьому показано, що для різних матеріалів максимальні значення зусиль різання порівняно із жорсткою однолезовою обробкою зменшуються в 1,42...2,14 рази, середні значення цих зусиль - в 1,4...2,5 рази, а розмах коливань може бути зменшеним до 4,33 рази.

Перелік посилань

Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин Т38 Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія / Упоряд. Кузнецов Ю.М. – К.: Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692с., іл.

УДК 621.867

Р. Любачівський

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ГВИНТОВИЙ ВІБРАЦІЙНИЙ ЗМІШУВАЧ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Розроблено змішувач гвинтовий вібраційний рис.1, який виконано у вигляді підставки 1, на якій жорстко закріплена опора 2, а зверху на ній встановлено механізм регулювання кута нахилу гвинтового змішувача 3. До механізму регулювання 3 жорстко закріплено корпус 4 гвинтового змішувача з циліндричною транспортною трубою 5 з можливістю зміни положення кута нахилу, знизу якої жорстко до корпусу 4 закріплено електродвигун 6. До приводного вала електродвигуна через запобіжну муфту 7 під'єднано вал 8, до якого жорстко прикріплено гвинтову спіраль 9, яка по всій довжині зовнішнього діаметра виконана у вигляді радіусних заокруглень глибиною 1,1...1,3 ширини спіралі, з їх кількістю 2...3 заокруглень на один виток, а по мірі підйому вверх крок гвинтової спіралі збільшується. Якість змішування покращується за рахунок інтенсивності проникнення сипкого матеріалу однієї фракції в іншу.

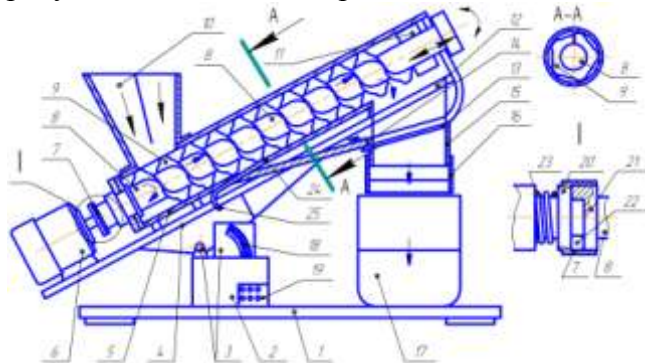


Рис. 1. Гвинтовий змішувач удосконаленої конструкції (Патент України № 62633).

Знизу до циліндричної транспортної труби 5 під'єднано бункер 10, а зверху вала 8 жорстко закріплено лопатки 11, які служать для вивантаження змішаного матеріалу у вивантажувальне вікно 12, яке закривають шибером 13. Верхня частина циліндричної транспортної труби виготовлена розширеної бочкоподібної форми 14, кут нахилу якої є меншим кута нахилу осі змішувача по горизонту. Така форма труби забезпечує переміщення змішаного матеріалу по стрілі в нижню частину змішувача по замкнутому циклу при закритому шибері 13. Знизу розширеної бочкоподібної форми 14 труби 5 напроти вивантажувального вікна 15 закріплено рукав 16, яким вивантажувальна зона змішувача з'єднана з ємністю 17. Регулювання положення змішувача в просторі здійснюється по пазу 18 кріпильними елементами, які на кресленні не показані. Управління роботи змішувачем здійснюється з пульта керування 19. Для забезпечення ударних вібрацій в процесі транспортування і змішування порошкових матеріалів, що сприятиме покращенню виконання технологічного процесу без утворення мертвих зон, запобіжна муфта 7 виконана у вигляді з'єднувальної ведучої 20 і веденої 21 півмуфт з півкруглим кулачком 22, які розміщені рівномірно по колу. При цьому ведуча півмуфта жорстко закріплена до приводного вала електродвигуна 6, а ведена півмуфта жорстко встановлена на валу 8 з можливістю кругового і осьового переміщення на шлицевому з'єднанні (на кресленні не показані) і вони підтиснуті пружиною стиснення 23. Це буде сприяти покращенню умов транспортування порошкових матеріалів і позбавлення утворення мертвих зон в конструкції змішувача в процесі виконання технологічного процесу. Крім цього в зоні перевантаження 24 циліндричної транспортної труби 5, в нижній її частині, встановлено шибер 25 перекриття. До переваг відноситься розширення технологічних можливостей і покращення якості змішування і позбавлення умов утворення мертвих зон.

УДК 621.86

Р. Любачівський¹, Р. Грудовий²

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)¹

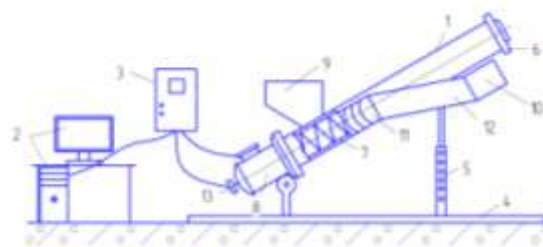
(Житомирський національний агроекологічний університет)²

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВИХ ЗМІШУВАЧІВ

З метою проведення експериментальних досліджень і визначення якості та ефективності змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом було спроектовано та виготовлено дослідну установку (рис. 1). З її допомогою були проведені дослідження в широких діапазонах 56...340об/хв. частот обертання та зміни кута нахилу гвинтового змішувача з отриманням даних у персональному комп'ютері (ПК). Конструкція установки (рис. 1.б) включає гвинтовий змішувач з пересипом 1, що приводиться в рух з ПК 2 через перетворювач частоти 3 (Altivaz 71). Гвинтовий змішувач з пересипом складається з рами 4, на якій з можливістю осьового провертання і зміни кута нахилу відносно горизонту завдяки опорі 5 розташовано корпус 6, в якому знаходиться шнек 7, що приводиться в рух електродвигуном 8. У корпусі 6 закріплено бункер 9 та вивантажувальний 10 і завантажувальний 11 отвори – виходи, в які встановлено пересипний патрубок 12. На двигуні закріплено давач частоти обертання вала двигуна 13.



а)



б)

Рис. 1. Установка для дослідження змішування сипких матеріалів:

а) загальний вигляд; б) принципова схема

Установка працює наступним чином. З персонального комп'ютера 2 подається необхідна інформація на перетворювач частоти 3, який приводить у рух електродвигун 8, який, відповідно, обертає шнек 7. Змішувані сипкі матеріали дозовано подаються у бункер 9, звідки потрапляють у корпус 6 у зону обертання шнека 7. Далі матеріали переміщуючись шнеком транспортуються до вивантажувального отвору – виходу 10, з якого потрапляють до пересипного патрубку 12 і зсипаються у завантажувальний отвір – вихід 11, і, відповідно, з нього знову ж попадають у зону транспортування шнека. Таким чином матеріали проходять циклічне змішування механічною дією шнека і силою гравітації. Кількість циклів (тривалість одного змішування) для забезпечення повного змішування сумішей визначається експериментально і залежить від реологічних властивостей змішуваних матеріалів, коефіцієнту заповнення гвинтового змішувача та кута нахилу корпусу 6 відносно горизонту.

УДК 621.914.11

О.Лясота

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ІНСТРУМЕНТІВ ДЛЯ ФОРМОУТВОРЕННЯ ГВИНТОВИХ ПРОФІЛІВ

Важливим елементом розрахунків конструктивних параметрів інструментів для формоутворення широкосмугових гвинтових профілів є визначення силових факторів у спряженнях інструментів з віссю.

Реалізація технологічного процесу формоутворення навивних заготовок визначеного типорозміру характеризується змінністю функції силового фактору F , що зумовлено варіативністю величини P_o . Виразивши зв'язок цього показника із загальним зусиллям згину P_{zg} введенням коефіцієнта осьового підтиску ζ_p і увівши цей параметр як складову функцій силових факторів, встановлено співвідношення довжини L спряження формувального ролика з віссю, на якій він розміщений до номінального діаметра спряження L/d .

Залежно від енергосилових характеристик технологічного процесу величина L/d_t змінюється в широких межах, а умова забезпечення жорсткості з'єднань особливо актуальна для незначних діаметрів спряжень, так як μ_V зростає із зменшенням діаметру та відповідної суми полів допусків спряження ролика інструменту. Це зумовлено залежністю зміни величин силових факторів біля краю спряження від варійованого коефіцієнта осьового підтиску ГП роликом інструменту.

Підтверджено відоме твердження, що із зростанням діаметра спряження спостерігається зростання довжини ступиці, однак, для випадків, коли ряди значень посадочних діаметрів належать до одного інтервалу номінальних розмірів і характеризуються однаковим квалітетом точності, спостерігається спадання кривої L із зростанням діаметру для фіксованого квалітету точності, що пояснюється переважанням впливу величини допусків на виконання діаметрів.

Для інструментів з паралельним розміщенням осей ролика інструменту та оправи переважаючим навантаженням у спряженні є нормально направлене зусилля формоутворення, а складова навантаження від моменту, незважаючи на значну зміну її модуля, не чинить суттєвого впливу на зміну параметрів спряження (для зміни зусилля P_{zg} в 1,75 разів і варіюванню діаметра ролика з 100 мм в сторону збільшення в 1,6 рази варійований діапазон зміни L складає 11%). Це пояснюється значною зміною знакової функції моменту й силових навантажень, що сприяє незначній зміні нормальних зусиль у спряженні, за фіксованого значення зусилля згину стрічки. Отже, у процесі конструювання інструменту, розрахунок діаметра ролика рекомендовано здійснювати з умов раціоналізації процесу формоутворення, а не з умов мінімізації L , що є однією із обмежень структури реалізації оптимізаційних розрахунків.

За результатами проведених досліджень вироблено рекомендації для проектування інструментів для технології дискретного формоутворення гвинтових заготовок, удосконалено методику розрахунку конструктивних параметрів інструментів, на основі урахування технологічних показників формоутворення гвинтових заготовок, що дозволило конкретизувати значення необхідних параметрів в сторону зменшення габаритних розмірів, а також матеріаломісткості конструкцій.

УДК 621.86

Т. Навроцька

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОБОЧИЙ ОРГАН ГНУЧКОГО КАНАТНОГО КОНВЕЄРА

Метою даної розробки є зменшення сили транспортування порошкових матеріалів, покращення умов транспортування і прикладення сили подачі порошкових матеріалів в круглих трубах по центру маси потоку шляхом виконання робочого органу гнучкого канатного конвеєра.

Робочий орган гнучкого канатного конвеєра рис.1. виконано у вигляді гнучкого каната 1 до якого перпендикулярно до його осі жорстко закріплено подаючі диски 2 через певний крок. З двох сторін подаючі диски є у взаємодії з упорними шайбами 3 з видовженими ступицями 4, в центральних отворах 5 яких жорстко закріплено гнучкий канат.

По центру подаючих дисків 2 виконані вертикальні еліпсні отвори 6, менший діаметр яких є більшим зовнішнього діаметра гнучкого каната 1, а більший діаметр є рівним 2...3 зовнішнім діаметрам гнучкого каната з можливістю радіального переміщення. Таке розміщення гнучкого каната в еліпсному вертикальному отворі забезпечує само центрування прикладання сили подачі по центру поперечного січення транспортного потоку. Зовнішній діаметр упорних шайб 3 є меншим зовнішнього діаметра подаючих дисків 2. Для завантаження сипких матеріалів 7 в зону транспортування використовують бункер 8 з шибером 9, які встановлені зверху транспортної труби 10.

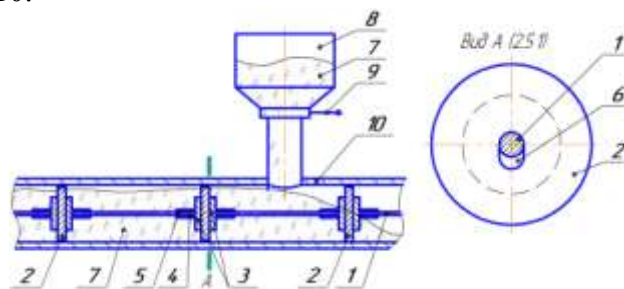


Рис.1. Робочий орган гнучкого канатного конвеєра (Патент України № 65918).

Робота робочого органу гнучкого канатного конвеєра здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал 7 з бункера 8 при відкритому шибері 9 поступає в трубу 10 канатного конвеєра. При його переміщенні в трубі 10 подавальні диски 2 захоплюють сипкий матеріал 7 і переміщують до вивантажувальних вікон. Так як поперечне січення труби 10 заповнено не повністю то сила подачі порошкових матеріалів 7 буде автоматично центруватися в транспортній трубі 10 автоматичним зміщенням каната 1 у вертикальних еліпсних отворах подавальних дисків по центрі поперечного січення маси потоку. При цьому упорні шайби 3 з видовженими ступицями будуть сприяти дотримання перпендикулярного положення подавальних дисків 2 до осі каната 1 чим будуть покращувати умови транспортування порошкових матеріалів і відповідно при цьому зменшуватимуться зусилля переміщення.

До переваг каната відноситься покращення умов транспортування і зменшення зусилля транспортування вантажів в транспортних трубах 10 і відповідно збільшувати експлуатаційну надійність і довговічність робочих органів транспортних труб особливо на радіусних переходах.

УДК 621.825

О. Олексин

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПЕРЕВАГИ ТРУБЧАТИХ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ В ПОРІВНЯННІ З КОНВЕЄРАМИ ІНШИХ ТИПІВ

Трубчаті скребкові конвеєри застосовують в багатьох галузях промисловості. Завдяки низьким витратам на ремонт, компактності, простому обслуговуванню і низьким енергозатратам даному типу конвеєрів нема рівних при виконанні широкого ряду завдань. В наступній таблиці приведені переваги трубчатих скребкових конвеєрів в порівнянні з іншими типами конвеєрів.

<p><i>Переваги трубчатих скребкових конвеєрів</i></p> <ul style="list-style-type: none">– відпадає необхідність проміжного зберігання продукту на довгих транспортувальних ділянках,– незначне руйнування гранул і низький ступінь зношування завдяки незначному тертю– тривимірна конструкція (наявність в шнекових транспортерах декількох складових компонентів і декількох приводів ускладнює тривимірну реалізацію установки;– менші енергетичні витрати– можливість одночасного транспортування сипучих матеріалів у двох напрямках– просте чищення при переході на інший вид продукту	<p><i>Переваги шнекових конвеєрів</i></p> <ul style="list-style-type: none">– більш економічні на коротких транспортувальних ділянках– менший монтажний обсяг
<ul style="list-style-type: none">– абсолютно пилонепроникна система - постійно– за замовленням виготовляються в газонепроникному герметичному виконанні– тривимірна конструкція– можливість транспортування дуже гарячих сипучих матеріалів– надійний захист від проникнення полум'я– високий рівень техніки безпеки– можливість реалізації кількох подаючих ліній	<p><i>Переваги стрічкових конвеєрів</i></p> <ul style="list-style-type: none">– можливість транспортування великих обсягів продукції– велика довжина транспортувальних ділянок– бережливе транспортування сипучих матеріалів
<ul style="list-style-type: none">– абсолютно пилонепроникна система – постійно– просте наповнення і спорожнення– значне скорочення витрат на чищення завдяки відсутності застійних зон– можливість реалізації кількох подаючих і спорожняючих ліній– менші витрати на проведення техобслуговування, тому що при вертикальному способі транспортування сипучих матеріалів відпадає необхідність в натяжній станції– вогнетривка і ударостійка система транспортування– цілий ряд різних варіантів виконання завдяки гнучкій конструкції	<p><i>Переваги конвеєрів ковшового типу</i></p> <ul style="list-style-type: none">– при відповідній подачі і спорожнюванні продукту менше руйнування гранул– призначений для крупнозернистих сипучих матеріалів і для більш великих фракцій– можливість транспортування великих обсягів продукції– можливість транспортування при більшій висоті подачі

УДК 621.825

О. Олексин

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОЗРАХУНОК ТРУБЧАТОГО СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРАПродуктивність Q , тон/год, трубчатого скребкового конвеєра

$$Q = 3600 \frac{\pi D^2}{4} \psi \rho v = 2826 D^2 \psi \rho v, \quad (1)$$

де ψ – коефіцієнт заповнення перерізу труби, враховуючи об'єм який займає ланцюг з скребками, $\psi = 0,8 \dots 0,9$; v – швидкість руху скребків, м/с; D – внутрішній діаметр труби, м; ρ – насипна густина вантажу, т/м³;

Внутрішній діаметр труби

$$D = \sqrt{\frac{Q}{2826 \psi \rho v}}. \quad (2)$$

Отриманий діаметр труби заокруглюють до найближчого більшого стандартного розміру. Діаметр скребка приймають на 5...10 мм менше діаметра труби.

Тяговий розрахунок виконують методом обходу по контуру. Мінімальний натяг ланцюга приймають: $S_{\min} = 0,5 \dots 1,0$ кН. – для конвеєрів з прямолінійною трасою; $S_{\min} = 1,5 \dots 2,0$ кН. – для конвеєрів з криволінійними ділянками траси.

Опір руху холостої вітки на горизонтальних і похилих ділянках

$$W_x = q_0 L_x g (f_c \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (3)$$

де q_0 – погонне навантаження від ходової частини конвеєра, кг/м; L_x – довжина холостої ділянки, м; $g = 9,81$ – прискорення вільного падіння, м/с²; f_c – коефіцієнт тертя скребка по трубі, $f_c = 0,3 \dots 0,5$ – для сталюого чи пластмасового скребка, $f_c = 0,5 \dots 0,6$ – для обгумованого скребка; β – кут нахилу ділянки конвеєра, град;

Сила опору руху вантажу і конвеєра на горизонтальних і похилих ділянках робочої вітки

$$W = (q + q_0) L g (w_r \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (4)$$

де q – погонне навантаження від вантажу, кг/м; L – довжина навантаженої ділянки, м; w_r – коефіцієнт опору переміщенню вантажу по трубі $w_r = 0,6 \dots 0,7$.

Сила опору руху вантажу і конвеєра на вертикальних ділянках навантаженої вітки

$$W = (q + q_0) H g w'_r, \quad (5)$$

де H – довжина вертикальної ділянки, м; $w'_r = 2,5 \dots 3$ – коефіцієнт опору на вертикальній ділянці.

Сила опору руху ланцюга на криволінійній ділянці траси, де ланцюг змінює напрям руху, спираючись через скребки на нерухому площину жолоба:

$$W_{кр} = S_{наб} (e^{f_c \alpha} - 1), \quad (6)$$

де $S_{наб}$ – натяг ланцюга при вході на криволінійну ділянку;

α – кут повороту траси, ... °; f_c – коефіцієнт тертя скребка по трубі.

УДК 621.9

К. Олійник, Ю. Гайдаєнко, Ю. Кузнєцов

(Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»)

МОТОР-ШПИНДЕЛІ З НОВИМИ ФУНКЦІОНАЛЬНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ ДЛЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

При швидкому темпі розвитку техніки замість східчастих зубчастих, пасових та інших передач крутних моментів від електродвигуна до шпинделя стали використовувати високошвидкісні шпиндельні вузли з винесеним та вбудованим електродвигуном, серед яких широко поширені мотор-шпинделі. Головною перевагою мотор-шпинделя при високій швидкості обертання з безступінчатим регулюванням є компактність і реалізація модульного принципу.

У даний час мотор-шпинделі виробляються в таких країнах: Японія, Німеччина, Франція, Китай, Італія. Найбільш відомими виробниками серед цих країн є: DMU, Franz Kessler, Weiss, Diebold, Antecs, Cytec, Henninger, IMT, NSK, FANUC, KITAGAWA, HOWA, SUDA, SIEMENS, SAUTER, GRUNDFOS, DUPLOMATIC, SMW AUTOBLOCK, IBAG.

З метою розширення функціональних можливостей рухливих шпиндельних вузлів на кафедрі конструювання верстатів та машин розробляються самодіючі мотор-шпинделі, у яких крім координати С введена керуюча координата Z, що виключає додатковий модуль подовжнього переміщення на додатковому супорті або окремому супорті по координаті Z.

З використанням генетико-морфологічного підходу запропоновано ряд нетрадиційних рішень автоматичних мотор-шпинделів, які, виходячи з положень генетичної електромеханіки, відносяться до складних гібридних електромеханічних систем (ЕМ-систем). Відповідно до Генетичної класифікації електромеханічних перетворювачів енергії, було визначено область існування таких систем та показано у вигляді кругової діаграми (рис.1).

У ході досліджень на основі методів генетичного синтезу було створено генетичну модель структуроутворення гібридних ЕМ-систем мотор-шпинделів та створено ряд структур.

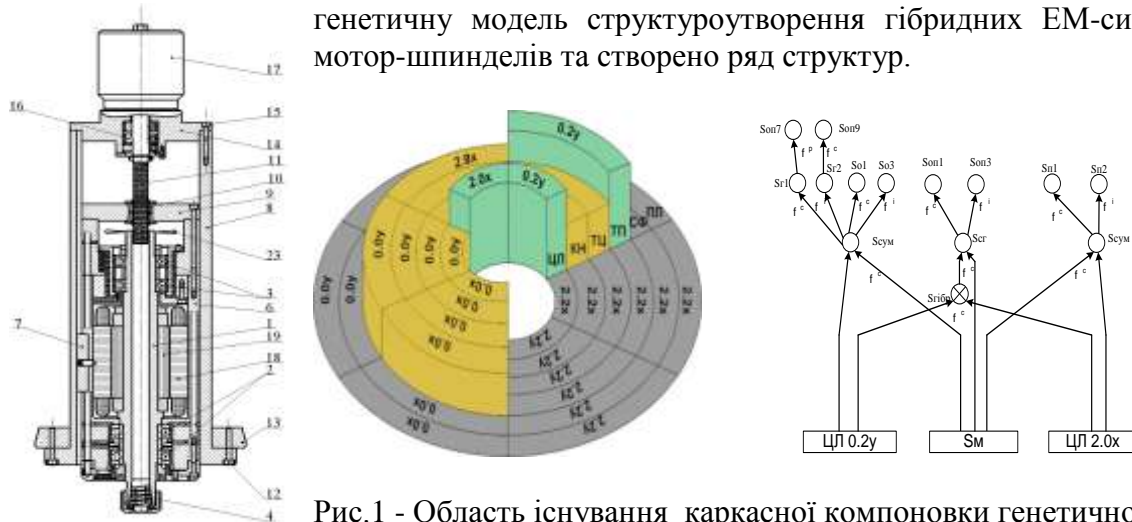


Рис.1 - Область існування каркасної компоновки генетичної моделі утворення мотор-шпинделів та синтезований М-Ш

З ряду варіантів синтезованих структур з різними функціями було відібрано структуру мотор-шпинделя з поступальною керованою координатою та доведено її до патентного рішення: заявка № а201211169, заявл. 26.09.2012 р.

УДК 621.87

Ю. Павельчук

(Подільський державний агротехнічний університет)

АПАРАТ ТОЧНОГО ВИСІВУ

За останні роки в Україні середньорічний валовий збір зерна становить 29-30млн. т.. Одним із головних шляхів розв'язання цієї проблеми є заміна рядкового способу сівби на координатно-однозернинний висів. Це дозволить майже в два рази зменшити норму висіву насіння, а за рахунок створення оптимальних умов для його проростання і розвитку рослин – підвищити врожайність зернових колоскових культур. Однак впровадження координатно-однозернинного висіву стримується, як відсутністю високоефективної конструкції самого висівного апарата, так і робочих органів для зароблення насіння. У зв'язку з цим актуальною проблемою є дослідження технологічного процесу та обґрунтування параметрів механічного-однозернового висівного апарата для координатно-однозернинного висіву насіння зернових, колоскових і злакових культур.

Вашій увазі представлений апарат точного висіву насіння.

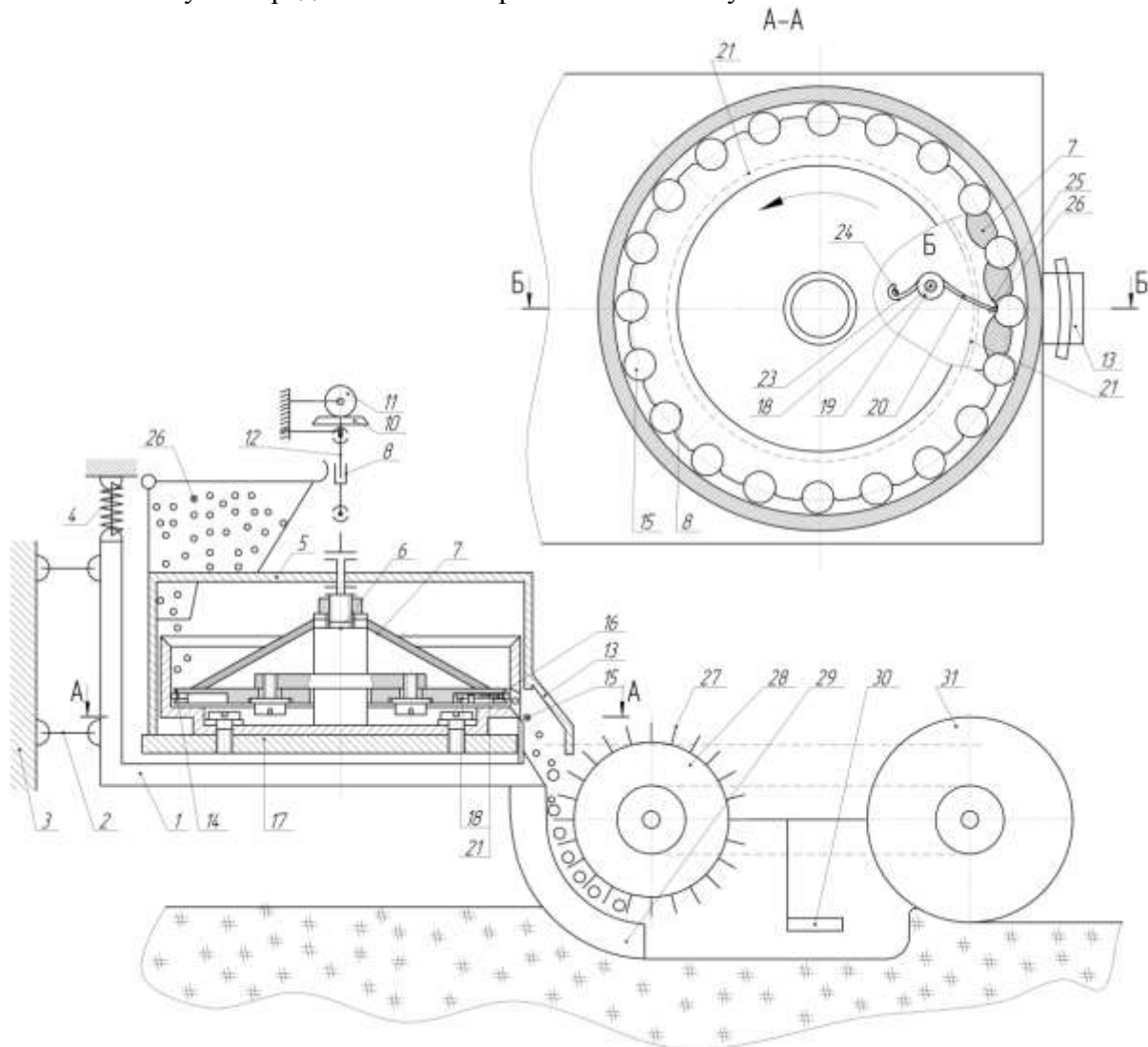


Рис.1. Апарат точного висіву

Апарат точного висіву насіння виконано у вигляді рамки 1, яка шарнірно через паралелограму підвіску 2 навішена на рамку сівалки 3 і підпружинена притискною пружиною 4. На рамці 1 встановлено корпус висівного апарата 5, а в корпусі на вертикальному валу 6 встановлено диск 7 з заглибленими комірками 8 виконаними під розмір насіння по зовнішньому його діаметру. Він проходить через середину заглибини і радіальною канавкою по середині з'єднаний карданною передачею 9 з конічною шестернею 10 і привідною конічною шестернею 11 з центральним привідним валом 12. До корпусу 5 під'єднано насінепровід 13, а в корпусі під диском 7 встановлена доріжка ковзання 14 насіння 15 а у стінці насінепровода 13 корпусу 5 виконано отвір 16 для виходу насіння 15 в його внутрішній отвір.

Під корпусом висівного апарату 5 в зоні виходу насіння 15 у насінепровід 13 на плиті 17 жорстко встановлено вертикальний штифт 18, який зовнішнім діаметром є у взаємодії з внутрішнім діаметром горизонтальної одновиткової пружини 19 з можливістю відносного переміщення. Причому один кінець 20 пружини 19 є у взаємодії з внутрішнім кільцевим пазом 21, який виконано внутрі нижньої частини диска 7 і в якому рівномірно по колу зовнішнього діаметра виконані наскрізні комірочки 8, які є у взаємодії з зернинами 15. Другий кінець 23 односпіральної пружини 20 є у жорсткій взаємодії зі стопорним вертикальним пальцем 24, який жорстко встановлений на плиті 17. Крім цього на протів комірок 8 у диску 7 з внутрішньої сторони виконані радіусні виїмки 25, які є у взаємодії з комірками 8 і зернинами 15 через наскрізні отвори 26, через які кінець 20 одновиткової пружини 19 виштовхує зернини 15 у насінепровід 13.

Крім цього для точного направлення кінця одновиткової пружини 20 і його взаємодії з зернинами 15, які є у комірках 8, і їх надійного виштовхування в насінепровід 13 служить кільцева виточка 21, радіус якої є більшим радіуса дроту одновиткової пружини 19.

При цьому для безударної і спокійної роботи кінця одновиткової пружини 19 в радіусних виїмках 25 виконані радіусні переходи, з якими постійно контактує виштовхувальний кінець 20, а для запасу насіння використовують бункер 26.

До рамки 1 прикріплено сошник 13 з якого зернини 13 поступають на еластичні лопатки 27, які жорстко закріплені рівномірно по колу до диска 28. На рамці 1 також жорстко закріплені сошник 29 і загортачі 29 і 30, а також опорно-копіювальне-привідне колесо 31, яке через ланцюгову передачу з'єднань з диском 28 таким чином, що лінійна швидкість на кінці пластичної лопатки 27 була рівною швидкості руху сівалки.

Робота висівного апарату здійснюється наступним чином. В бункер 26 і корпус 5 висівного апарату засипається насіння і включається привід висівного апарату. З центрального привідного вала 6 через конічні шестерні 10 і 11, карданний вал 8 крутний момент передається на 6 і диск 5. При обертанні диска 5, насіння 15 заповнюють комірочки 8 і переміщуються по колу по доріжці ковзання до виштовхувального кінця 20 одновиткової пружини 19. При зустрічі зернини 15 з виштовхувальним кінцем 20 через отвір 26, останні випадають в насінепровід 13. Останні попадають на лопатки 27 розпридільного диска 28 і при його провертанні насіння з нульовою горизонтальною швидкістю випадають на дно канави необхідної глибини нарізаної сошником 29. Після цього канавка загортається загортачами 30, а ґрунт ущільнюється опорно-копіювальним привідним колесом 31.

До переваг апарату точного висіву насіння відноситься – розширені технологічні можливості і підвищена експлуатаційна надійність і довговічність виштовхувального механізму висівного апарату точного висіву.

УДК 621.86

Ю. Паливода

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

КОНТРОЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАМІРУ СПІВВІСНОСТІ РОЗМІЩЕННЯ ОТВОРІВ В КОРПУСНИХ ДЕТАЛЯХ

Основною метою є розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці

Контрольний пристрій для заміру співвісності розміщення отворів в корпусних деталях зображено на рис.1, виконано у вигляді плити 1, в якій з лівого кінця жорстко встановлено вертикальну стійку 2. У верхній частині вертикальної стійки паралельно до основи плити встановлено поворотний механізм 3 відомої конструкції у вигляді приводного вала 4 з можливістю кругового повертання в підшипниках ковзання. З лівого кінця вала жорстко встановлено рукоятку 5, а правий кінець приводного вала 4 цангою 6 жорстко встановлено в отвір 7 вимірювального корпусу 8 за допомогою розпірної конусної втулки 9 і гайки. Зверху вертикальної стійки 2 на напрямних типу «ластівчиного хвоста» 10 встановлено каретку 11 Г-подібного робочого січення з можливістю осевого переміщення з фіксацією гвинтом 12. На горизонтальній полиці 13 каретки 11 в правому кінці вертикально встановлено індикатор 14 для контролю горизонтальних параметрів вимірювального корпусу 8.

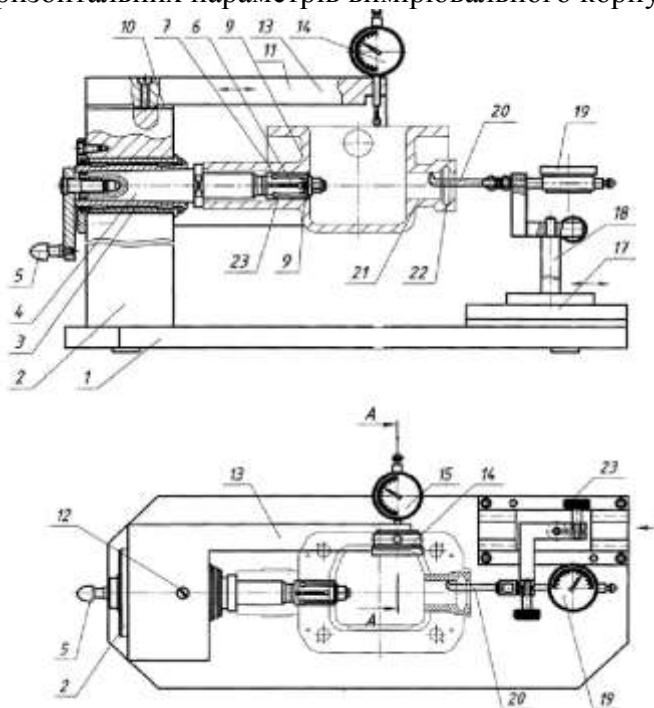


Рис.1. Контрольний пристрій для заміру співвісності розміщення отворів в корпусних деталях (Патент України № 52137)

використовують відомі рейкові передачі з приводними барабанами 23.

Регулювання місця розміщення індикатора 19 здійснюється відомими способами. Кріплення вимірювального корпусу 8 здійснюється по лівому отвору 7 цангою 6.

До переваг контрольного пристрою відносять розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці контрольних операцій.

Для контролю параметрів вимірювального корпусу 8 у вертикальній площині використовують індикатор 15, який жорстко встановлений у вертикальній полиці 16 з правого кінця.

З правої сторони плити 1 на напрямних типу «ластівчиного хвоста» 17 жорстко встановлено праву вертикальну рухому стійку 18, зверху якої жорстко встановлено індикатор 19 з Г-подібною індикаторною ніжкою 20, яка жорстко з'єднана з індикатором. За допомогою Г-подібної ніжки можна заміряти параметри правого внутрішнього отвору 21, кільцевої канавки 22, шліців та інші конструктивні параметри.

Для забезпечення процесу переміщення рухомої стійки 18

УДК 621.914.11

М. Пилипець, Б. Бригадир

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ІМПУЛЬСНОГО ЗМІЦНЕННЯ

У машинобудуванні велике число деталей машин працює в умовах контактних навантажень, внаслідок чого появляються пошкодження їх робочих поверхонь. До таких деталей можна віднести шнеки, зубчасті колеса, елементи черв'ячних, гвинтових і ланцюгових передач, кулачкові механізми, направляючі і шліцові з'єднання, елементи підшипників кочення та інші. Технологічним забезпеченням раціонального стану поверхневого шару таких деталей можна підвищити їх довговічність. Відомо широкий спектр зміцнюючих обробок, які підвищують якість поверхневого шару за різними параметрами: твердість зміцнення HRC, глибина зміцненого шару h_{μ} , залишкові напруження $\sigma_{зал}$ глибина залягання залишкових напружень h_{σ} , ступінь наклепу ΔH_{μ} .

Досягнення цих параметрів вимагає використання того чи іншого технологічного оброблення за вибраними режимами, інструментами, обладнанням. Розглянемо технологічний процес імпульсного зміцнення, режими якого: V - швидкість удару; k – коефіцієнт опору впровадження для пружної і пружно-пластичної деформації; m_1 – маса деформуючого елемента; $P_{п}$ - зусилля підтискування.

Отримавши службове призначення деталі можна визначити мінімальне число параметрів якості, що найбільше відображають потрібні властивості та оптимізувати умови процесу зміцнення, які забезпечили б задані параметри якості.

Одним з найбільш поширених методів оптимізації нині є метод лінійного програмування, що дозволяє здійснювати одночасну оптимізацію швидкості різання і подачі з урахуванням обмежень, що діють при різанні, за критерієм максимальної продуктивності. Обов'язковою умовою використання цього методу є можливість лінеаризації функції мети і обмежень. Для лінійної функції мети і лінійних обмежень досить добре розроблений і широко використовується графічний метод пошуку оптимальних режимів оброблення, а також запропоновані аналітичні залежності їх від умов обробки. Незважаючи на простоту і наочність, цей метод не дозволяє вирішувати завдання оптимізації режимів зміцнення у разі нелінійної функції мети, якою являється границя міцності деталей.

Такого недоліку позбавлений метод геометричного програмування (МГП), що знайшов широке застосування для пошуку оптимальних проектних рішень в різних областях інженерних досліджень, але недостатньо поширений в теорії механічного оброблення. У зв'язку з цим є перспективним подальший розвиток МГП стосовно завдань оптимізації режимів обробки зміцнюванням, що дозволить визначити оптимальні режими технологічного процесу імпульсного зміцнення, яке забезпечує максимальну глибину зміцненого шару при заданому рівні границі втомленості.

З використанням МГП аналітично визначені оптимальні режими зміцнення, що забезпечує мінімальну собівартість обробки при заданому рівні якості обробленої поверхні зміцненої імпульсним зміцненням.

На підставі розробленої методики встановлені закономірності зміни оптимальних значень глибини наклепаного шару від зусилля підтискування і приведенного радіуса кривизни оброблюваної поверхні та інструмента.

Розроблена методика визначення оптимальних режимів зміцнення може з успіхом використовуватися для будь-яких видів механічних та зміцнюючих обробок.

УДК 621.326

Р. Рогатинський, Ів. Гевко, В. Васильків

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПРОГРАМА АВТОМАТИЗОВАНОГО РОЗРАХУНКУ СОБІВАРТОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ СПІРАЛЕЙ ШНЕКІВ

Гвинтові спіралі можуть бути різноманітних конструкцій і виготовляться із широкого набору різних матеріалів (метали, пластмаси, гуми тощо). При розрахунку їх виробничої собівартості слід враховувати витрати на основні та допоміжні матеріали, основну і допоміжну заробітну плату й нарахування на них, а також енергію для технологічних цілей та загальновиробничі витрати. Розрахунок їх виробничої собівартості виготовлення напряму пов'язаний із типом виробництва, технологією виготовлення і орієнтовно може бути визначений за формулою [1]:

$$C = k_{сер} \cdot k_{скл} \cdot ((k_{мп-з} \cdot k_{дм} \cdot (\sum_{z=1}^l n_z \cdot Ц_z + \sum_{j=1}^q m_j \cdot Ц_j - \sum_{j=1}^q m_{ej} \cdot Ц_{ej})) + (k_{допл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} + k_{зв}) \cdot (c_1 \cdot \sum_{e=1}^w T_e + c_2 \cdot T_r) + k_{вен} \cdot \sum_{j=1}^q m_j \cdot Ц_j)$$

$k_{сер}$ – коефіцієнт серійності, що враховує обсяги виготовлення спіралі, для одиничного виробництва: $k_{сер} = 1,25 \dots 1,5$, для серійного виробництва: $k_{сер} = 1,01 \dots 1,25$, для масового виробництва: $k_{сер} = 1$; $k_{скл}$ – коефіцієнт, що враховує конструктивну складність виготовлення спіралі, $k_{скл} = 1 \dots 1,5$; $k_{мп-з}$ – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати, $k_{мп-з} = 1,05 \dots 1,15$; $k_{дм}$ – коефіцієнт, що враховує витрати на додаткові матеріали, $k_{дм} = 1,01 \dots 1,02$; l – кількість видів комплектуючих, які використовуються для виготовлення спіралі, од.; n_z – кількість комплектуючих z -го виду, які використовуються для виготовлення спіралі, шт.; $Ц_z$ – ціна комплектуючої z -го виду, грн.; q – кількість матеріалів, які використовуються для виготовлення спіралі, од.; m_j – маса матеріалу j -го виду, який використовується для виготовлення спіралі, кг; $Ц_j$ – ціна матеріалу j -го виду, який використовується для виготовлення спіралі, грн.; m_{ej} – маса відходів матеріалу j -го виду, кг; $Ц_{ej}$ – ціна відходів матеріалу j -го виду, грн.; $k_{допл}$ – коефіцієнт доплат, $k_{допл} = 1,25 \dots 1,3$; $k_{дод}$ – коефіцієнт додаткової заробітної плати основних робітників, $k_{дод} = 1,03 \dots 1,1$; $k_{нар}$ – коефіцієнт відрахування на соціальне страхування, $k_{нар} = 1,38 \dots 1,39$; $k_{зв}$ – коефіцієнт, що враховує загальновиробничі витрати при виготовленні спіралі, $k_{зв} = 1,4 \dots 1,8$; c_1, c_2 – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які, відповідно, зайняті виготовленням елементів спіралі та її складанням, грн.; w – кількість видів деталей, які виготовляються для спіралі; T_e – трудомісткість механічної обробки e -го виду деталей спіралі, нормо/год.; T_r – трудомісткість складання спіралі, нормо/год.; $k_{вен}$ – коефіцієнт, що враховує витрати на енергію для технологічних цілей при виготовленні спіралі, $k_{вен} = 1,05 \dots 1,2$.

Проведені розрахунки [1, 2] показали, що спосіб виготовлення спіралей залежить від типу виробництва, який значно впливає на його собівартість (табл. 1).

Для спрощення розрахунку виробничої собівартості спіралей шнеків було розроблено програму автоматизованого розрахунку, яка передбачає введення вхідних даних (програми випуску, габаритних розмірів спіралі, матеріалу заготовки, способу виробництва) і поетапне визначення типу виробництва, визначення трудомісткості варіанту технологічного процесу і необхідної кількості працівників різних категорій та розрахунок витрат на їх заробітну плату і соціальні відрахування, визначення витрат на матеріали, розрахунок необхідного обладнання і витрат на його утримання та

експлуатацію, розрахунок цехової та виробничої собівартості виготовлення спіралі шнека вказаним способом.

Таблиця 1 - Залежність витрат від способу виробництва спіралі

№ п/п	Спосіб виробництва спіралі	Тип виробництва (витрати)		
		одиничне	серійне	масове
1.	Штапування і зварювання спіралей	високі	-	-
2.	Прокатування спіралей	-	високі	середні
3.	Навивання спіралей	середні	низькі	низькі
4.	Виготовлення спіралей з плоских заготовок	середні	низькі	-
5.	Секційних виготовлених із пластмасових елементів	-	середні	низькі
6.	Секційних виготовлених із металевих елементів	-	середні	низькі
7.	Виготовлення спіралей із пластмасових заготовок	середні	низькі	-
8.	Виготовлення із гумових елементів і заготовок	середні	низькі	низькі

На рис. 1 представлено вікна розробленої програми для визначення собівартості виготовлення спіралей шнеків різними способами. Ввівши необхідні дані для розрахунку витрат на виготовлення конкретної конструкції спіралі шнека при заданій програмі випуску і відповідних конструктивних параметрах різними способами з допомогою розробленої програми в автоматичному режимі можна отримати собівартості його виготовлення цими способами для подальшого порівняння і відбору найдешевшого варіанту. Дана програма включає такі вікна: характеристика варіантів технологічного процесу, склад технологічного обладнання, зведена відомість складу працюючих, капітальні витрати по основних фондах, зведена відомість річного фонду зарплати, відомість витрат на матеріали, кошторис цехових витрат, кошторис витрат на виробництво продукції, калькуляція собівартості одиниці продукції, основні техніко-економічні показники.

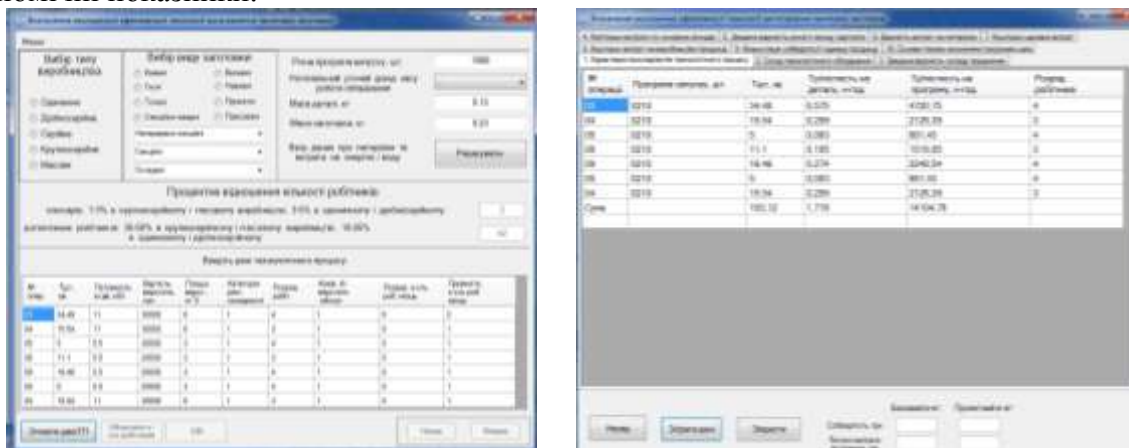


Рис. 1. Приклад вікон програмного забезпечення для визначення собівартості виготовлення спіралей шнеків різними способами

Перелік посилань

1. Рогатинський, Р.М., Гевко, І.Б. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями [Текст] / Рогатинський, Р.М., Гевко, І.Б. // Вісник ТНТУ, - Тернопіль, 2012, № 3(67). - С.197-210.
2. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинский. – Львов: Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989.–256с.

УДК 621.876

Р. Рогатинський, І. Гевко, А. Дячун

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВПЛИВ ІМПУЛЬСНИХ СИЛ НА КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ШНЕКА

Шнек обертається навколо осі, здійснюючи крутильні та згинальні коливання. В багатьох випадках останні спричиняють короткотривалу періодичну дію на крутильні коливання. Математичною моделлю крутильних коливань шнека для вказаної дії зовнішньої миттєвих сил є диференціальне рівняння:

$$I \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left(GJ \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = Q \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial t}, \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \sum_{i=1}^n Q_i \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \frac{\partial \theta}{\partial t} \right) \cdot \sum_{j=1}^{\infty} \delta \left(t - t_i - j\tau \right), \quad (1)$$

де $\delta \left(t - t_i - j\tau \right)$ - функція Дірака, яка діє періодично із періодом τ у моменти часу t_i ;

$Q_i \left(\theta, \frac{\partial \theta}{\partial x}, \frac{\partial \theta}{\partial t} \right)$ - функція, яка характеризує інтенсивність дії імпульсних сил у вказані моменти часу.

Розв'язком диференціального рівняння є функції:

$$\begin{aligned} a_{\text{покр.}} = a - \frac{\mu}{\omega_\theta} & \left\{ \frac{\nu}{\pi} \sum_{i=1}^n F_{i0}^s \sigma \left(t_i \right) + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1}^n \sum_n \frac{-F_{in}^{ss} \cos \psi + F_{in}^{sc} \sin \psi}{n\omega_\theta} + \right. \\ & + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1}^n \sum_n \left(\frac{F_{in}^{ss}}{\omega_\theta^2 - \nu^2} \left[n\omega_\theta \sin \psi \cos k\nu - t_i - 2k\nu \cos \psi \sin k\nu - t_i \right] + \right. \\ & \left. \left. + \frac{F_{in}^{ss}}{\omega_\theta^2 - \nu^2} \left[2n\omega_\theta \cos \psi \cos k\nu - t_i + 2k\nu \sin \psi \sin k\nu - t_i \right] \right) + \right. \\ & \left. + \sum_n \frac{-F_n^{sc} \cos \psi + F_n^{cs} \sin \psi}{n\omega_\theta} \right\}; \quad (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{\text{покр.}} = \omega t - \frac{\varepsilon}{a\omega_\theta} & \left\{ \frac{\nu}{\pi} \sum_{i=1}^n F_{ki0}^c \sigma \left(t_i \right) + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1}^n \sum_n \frac{-F_{in}^{cc} \cos \psi_k + F_{in}^{cs} \sin \psi_k}{n\omega_\theta} + \right. \\ & + \frac{\nu}{2\pi} \sum_{i=1}^n \sum_n \left(\frac{F_{in}^{cs}}{\omega_\theta^2 - \nu^2} \left[n\omega_\theta \sin \psi \cos k\nu - t_i - 2k\nu \cos \psi \sin k\nu - t_i \right] + \right. \\ & \left. + \frac{F_{in}^{cs}}{\omega_\theta^2 - \nu^2} \left[n\omega_\theta \cos \psi_k \cos k\nu - t_i + 2k\nu \sin \psi \sin k\nu - t_i \right] \right) + \right. \\ & \left. + \sum_n \frac{-F_n^{ss} \cos \psi_k + F_n^{ss} \sin \psi_k}{n\omega_\theta} \right\}, \quad (3) \end{aligned}$$

де $\sigma \left(t_i \right)$ - періодична функція, яка є сумою ряду $\sum_j \frac{\sin j\nu - t_i}{j}$.

Резонансні крутильні коливання. Диференціальне рівняння за дії імпульсних сил:

$$\frac{d^2T}{dt^2} + \left(\frac{q\nu}{p}\right)^2 T = \mu \left(\bar{F} \left(T, \frac{dT}{dt}, \nu t \right) - \Delta T + \sum_{j=1}^n \bar{F}_j \left(T, \frac{dT}{dt}, \nu t \right) \cdot \sum_{i=1}^m \delta_{i-1} \left[\dots + j\tau \right] \right), \quad (4)$$

$$\omega_\theta^2 = \left(\frac{q\nu}{p}\right)^2 + \mu\Delta. \quad (5)$$

Розв'язком диференціального рівняння є функції:

$$\frac{da}{dt} = -\mu \left(\frac{\beta a}{2} + \frac{a \sqrt{\lambda + \gamma a^2}}{4\pi q} \left(\sin 2\varphi + \sin \left(2\varphi + q \frac{\pi}{2} \right) \right) - \frac{\gamma a^3}{8\pi q} \left[1 + \sqrt{1 - \frac{\gamma}{\lambda}} \sin 4\theta \right] \right), \quad (6)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\omega_\theta^2 - \left(\frac{q\nu}{2}\right)^2}{\omega_\theta} - \mu \left(\frac{4\lambda + 3\gamma a^2}{4\pi q} + \frac{\lambda + \gamma a^2}{2\pi q} \left(\cos 2\varphi + \cos \left(2\varphi + q \frac{\pi}{2} \right) \right) + \frac{\gamma a^2}{8\pi q} \left[1 + \sqrt{1 - \frac{\gamma}{\lambda}} \cos 4\theta \right] \right). \quad (7)$$

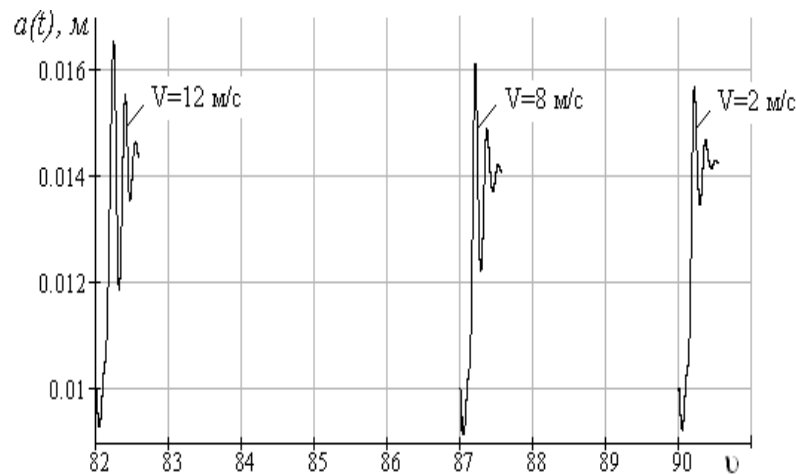


Рис. 1. АЧХ крутильних коливань шнека за різних значень параметру ω_θ

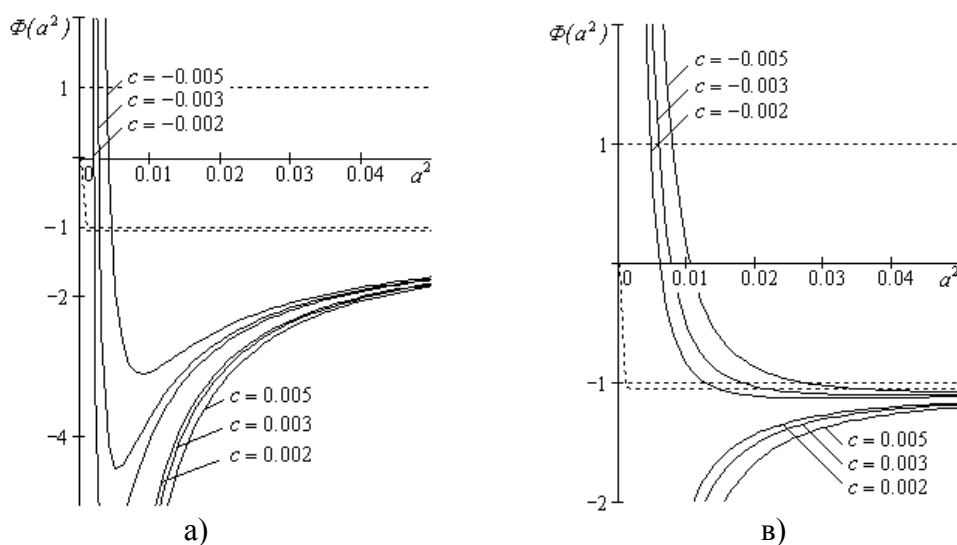


Рис. 2. Область стійких значень амплітуди крутильних коливань шнека за різних фіксованих c : а) $\gamma > 0$, $\nu = 2\omega_\theta + 1$, б) $\gamma > 0$, $\nu = 2\omega_\theta - 1$

УДК 621.86

Л. Романовська О. Ляшук

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

СПОСІБ ВИГОТОВЛЕННЯ СПІРАЛЕЙ З ПІДСИЛЕНОЮ ОСНОВОЮ

Спосіб виготовлення спіралей з підсиленою основою, який представлений на рис. 1 включає в себе виготовлення плоскої заготовки 1 і швелера 2 заданих розмірів з наступним навивання спіралі швелера 3 з U-подібними ребрами 4 на оправку на заданий крок в такій послідовності: перша операція – нарізання плоскої заготовки 1 для виготовлення швелера заданих розмірів. Друга операція – формування швелера 2 відомим способом. Третя операція - навивання спіралі швелера 3 на оправку з розміщенням з U-подібних ребер 4 по зовнішньому діаметру. Четверта операція здійснюється виготовленням стрічкової заготовки 5 для навивання гвинтової заготовки. П'ята операція здійснюється тангенціальною подачею стрічкової заготовки в простір між U-подібними ребрами 4 спіралі швелера з попереднім натягом і формуванням спіралей 6.

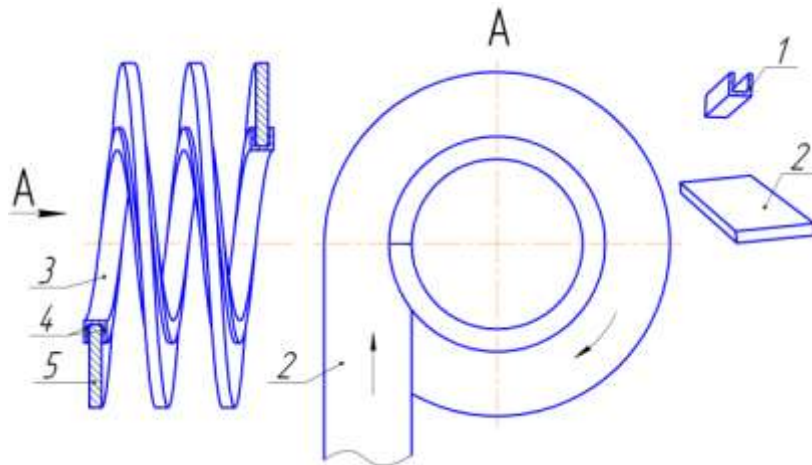


Рис. 1. Спіраль шнека з підсиленою основою (Патент України № 53937).

Після цього проводять зварювання контактним способом з прикладанням зварювального зусилля до U-подібних ребер швелерної гвинтової заготовки і спіралі 4 з нагрівом струмами високої частоти відомою установкою, яка на кресленні не показана. Ця операція виконується на токарному або іншому верстаті з підігрівом зон контакту двох елементів 2 і 4 струмами високої частоти відомої контактної зварювальної установки.

Основні операції способу виготовлення спіралі з підсиленою основою здійснюється на наступному обладнанні: різка заготовок здійснюється на гільйотинних ножицях моделі КМ 3/200, навивання гвинтових швелерних заготовок здійснюється на токарному верстаті 16К20 або ДИП-200 чи ДИП-300. В залежності від розмірів спіралей і зусилля формоутворення, наступна операція здійснюється тангенціальною передачею стрічкової заготовки в простір між U-подібними ребрами 4 спіралі швелера 3 попереднім натягом і при цьому здійснюється формування спіралі між U-подібними ребрами, ширина між якими є більшою товщини стрічкової заготовки, зварювання деталей здійснюється зварювальною контактною машиною.

До переваг способу виготовлення спіралей з підсиленою основою слід віднести розширення використання і підвищення жорсткості конструкції.

УДК 620.22

О. Семененко, З. Одосій, М. Семененко

(Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу)

ОПТИМІЗАЦІЯ МІКРОСТРУКТУРИ ЗОНИ КОМПОЗИЦІЙНОГО ОЗБРОЄННЯ ЗУБКІВ ШАРОШКИ БУРОВОГО ДОЛОТА

Шарошкове бурове долото працює в надзвичайно складних умовах. Відомо, що темп проходки долота залежить не тільки від властивостей гірничої породи, яка руйнується, режимів буріння, конструктивних особливостей робочих елементів долота та початкової їх геометрії, але і від хімічного складу та структури озброєння шарошкових бурових доліт, зокрема наплавлених зон композиційного озброєння.

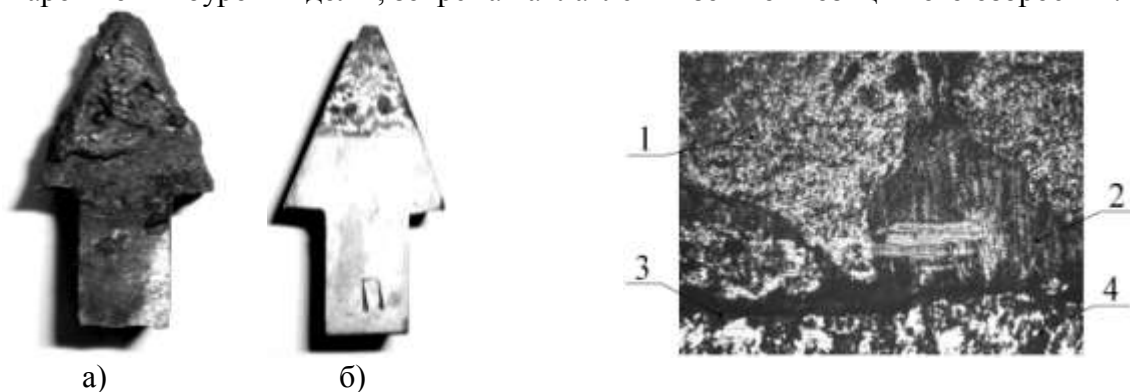


Рис. 1- Дослідний взірець:
а) з композиційним озброєнням
б) шліф взірця

Рис. 2- Мікроструктура зони композиційного озброєння x200: 1-зерно реліту; 2-металозв'язка; 3-границя сплавлення; 4-матеріал основи(сталь)

Наплавлення дослідних взірців виготовлених з сталі 15 ХНЗМА здійснювалось литим карбідом вольфраму трубчато-зерновим, в трубці з вуглецевої сталі за допомогою струмів високої частоти, крапельним методом. Наплавлену поверхню нагрівали до температури 1073-1173 К після чого наносилась наплавленна суміш, що складалась з реліту типу «З» з домішками шихти (марка реліту ЛКВ-«ТЗУ»-0.4-1.0 ТУ У 24.6-33876998 – 001:2006).

Мікроструктуру зон твердості досліджували за допомогою металографічного мікроскопа мод. ММО-1600 ВАТ і ККМ-5У після травлення взірців чотирьохпроцентним розчином азотної кислоти в спирті.

При збільшенні часу контакту карбіду вольфраму з сталлю перший в свою чергу розчиняється та частково оплавляється в сталі, а для отримання якісного композиційного озброєння розчинення твердого сплаву повинно бути якомога меншим. Знизити температуру нагріву і зменшити час контакту твердого сплаву зі сталлю не завжди технологічно можливо, тому велике значення мають дослідження методів, що знижують розчинення твердого сплаву в металі, виходячи з вивчення фізико-хімічних процесів, що супроводжуються отриманням композиційного озброєння, теплофізичних процесів при реалізації методів виготовлення композиційного озброєння, оптимізації часу контакту.

В результаті даних досліджень встановлено, що зона композиційного озброєння насичена твердим сплавом і регулюючи розплавленням, грануляцією його зерен можна отримати оптимальну структуру для найдосконаліших показників довговічності озброєння шарошкового долота.

УДК 621.86

І. Семенів, О. Олійник

(Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»)

ПОДАВАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТЕР

Подаючий транспортер рис. 1, який виконано у вигляді рами 1, у наскрізному внутрішньому отворі 2 якої послідовно жорстко встановлені послідовнопаралельно напрямлені елементи 3 в одній площині прямокутного поперечного січення. Зверху направляючих елементів рівномірно по їх довжині виконані вертикальні отвори 4 з різьбовою поверхнею 5 у верхній частині, в які встановлені кульки 6, які є у взаємодії з центральними отворами 7 гайок 8 меншого діаметра кульок 6, вершини яких розміщені вище рівня напрямних елементів 3 з можливістю кругового повертання. Знизу у вертикальних отворах направляючих елементів кульки є у взаємодії з сферичними поверхнями 9 напрямних елементів 3. Знизу кульок 6 по їх центру встановлено підтиснку пружину 10, яка зверху взаємодіє з низом кульки, а знизу підтиснута регульованим гвинтом 11.

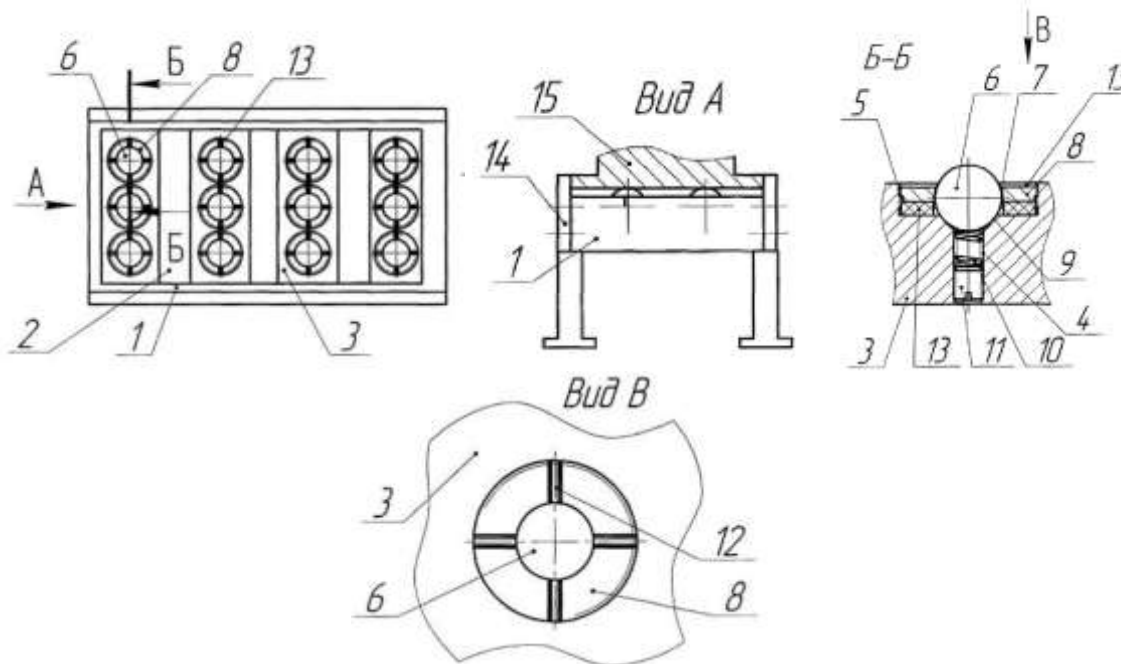


Рис. 1. Подаючий транспортер (Патент України № 50887).

В гайці 8 зверху виконані перехресні канавки 12 від кутом 90 під ключ. Крім цього знизу гайки встановлено войлочне кільце 13, яке є у взаємодії з кулькою 6 і пропитане мастилом.

З обох боків рами 1 встановлені направляючі 14, які паралельні між собою, а в простір між ними встановлено заготовку 15 для її переміщення в зону оброблення.

Робота подаючого транспортера здійснюється наступним чином. Заготовку встановлюють зверху на кульки 6 між направляючими. Під дією сили приводу вона переміщається у відповідному напрямку в зону оброблення. При цьому кульки повертаються в сферичних поверхнях 9 з коефіцієнтом тертя, який є мінімальний.

До переваг транспортера відноситься спрощення конструкції та підвищення продуктивності праці.

УДК 631.3.023

Ю. Сивуля

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОБОЧИ ОРГАНИ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

На бурякозбиральному комбайні КС-6 використовують очисники зі шнеками великого діаметра (190...230 мм) для очищення вороху (купи), яке здійснюється за рахунок защемлення гички і зскрібання частинок ґрунту між валиками. Ці шнекові очисники мають найбільшу сепаруючу і пропускну здатність, а також технологічну надійність на легких і середніх ґрунтах [1].

Але при вологості $W > 36\%$ якість роботи таких шнекових очисників різко знижується. Одним із шляхів підвищення якості очищення коренеплодів від домішок є посилення активної ролі сепаруючої поверхні, а також уникнення налипання ґрунту на шнек.

Розроблена нова конструкція шнекового очисника (див. рис. 1а). У даному випадку використовується додатковий гнучкий шнек 1, який закріплено до пружини 3 (пружину винесено окремо на рис. 1б). У динамічному русі між поверхнями шнеків 1 і 2 виникне тертя завдяки пружині 3 і шнеки очищатимуться від налипання ґрунту, а також підвищиться якість очищення коренеплодів.

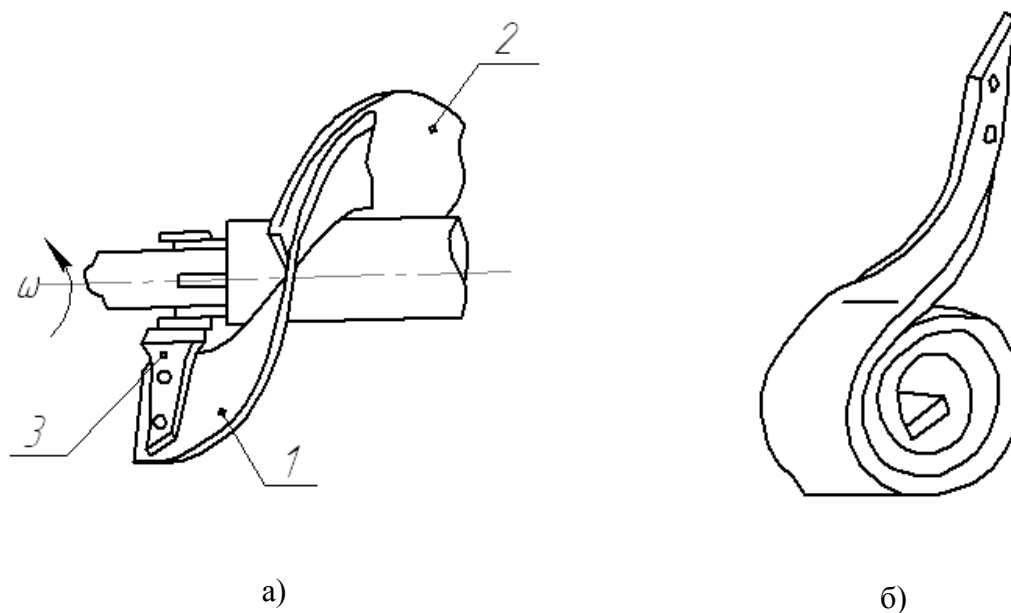


Рис. 1 Конструкція шнекового очисника

Перелік посилань

1. Аванесов Ю.Б. Обоснование параметров шнекового очистителя свеклоуборочных машин // Тр. Всесоюзного ин-та механизации сельского хозяйства. - М. 1975. - с. 23-33.

УДК 621.326

Ю. Сивуля, Р. Рогатинський

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГИЧКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

У збиральних і навантажувальних машинах використовують шнекові очисники, які призначені для очищення вороху (купи), яке здійснюється за рахунок защемлення гички і зіскрібання частинок ґрунту між валками, що обертаються.

Розроблені методика, алгоритм і програма розрахунку силових і кінематичних параметрів руху коренеплоду у шнековому очиснику. На прикладі реальної конструкції подібного пристрою проведені комплексні теоретичні дослідження різних варіантів виконання конструкції робочого органу з врахуванням оцінки якості виконання технологічного процесу і навантаженості основного елемента конструкції, які дозволяють на основі аналізу руху технологічної маси розробити і коректувати параметри виробу.

Дослідження дозволили обґрунтувати і уточнити основні положення запропонованої методики при підготовці і проведенні подібних розрахунків для оцінки напружено-деформованого стану стрічки шнекового очисника методом скінченних елементів.

Проведено такі основні етапи рішення даної задачі по методу скінченних елементів.

1. Побудова функціоналу повної потенціальної енергії.
2. Розчленування системи на скінченні елементи і вибір координатних функцій.

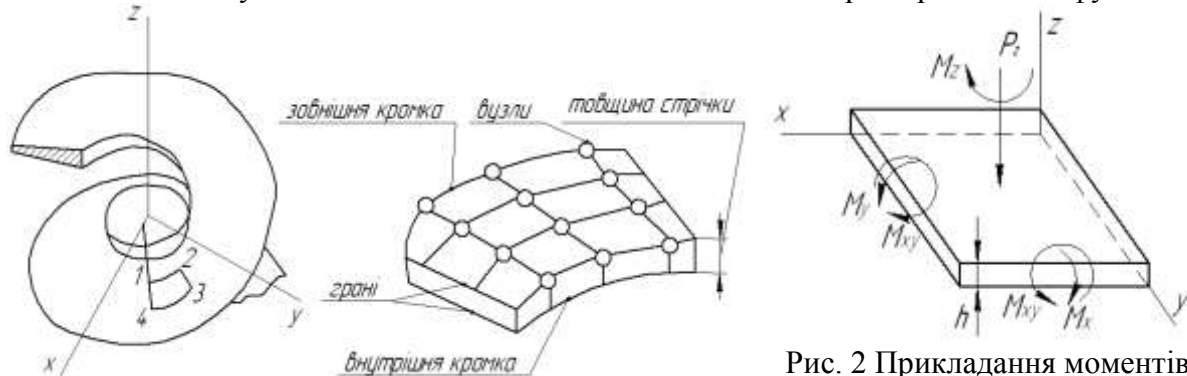


Рис. 1 Положення вузлів і граней елемента, який підлягає розгляду

Рис. 2 Прикладання моментів і зусиль до скінченного елемента

3. Побудови матриць жорсткості і приведення місцевого навантаження вузлового для кожного скінченного елемента.
4. Побудова канонічних рівнянь.
5. Рішення канонічних рівнянь (визначення степені вільності системи).
6. Визначення компонентів напружено-деформованого стану (переміщень, напружень) по області скінченних елементів, тобто в любых наперед заданих місцях.

Оптимізаційні дослідження проводились шляхом співставлення моделюючих алгоритмів оцінки параметрів завантаженості, розрахунку на ЕОМ методом скінченних елементів складно – напруженого стану стрічки з виділенням найбільш небезпечних ділянок з плануванням повного факторного експерименту, що дозволило оцінити ступінь впливу конструктивних змін і експлуатаційних характеристик на рівень напружень в елементах конструкції і виявити найбільш значні з них.

Запропонований алгоритм може бути покладений в основу проектування подібних виробів, які застосовують у інших областях техніки, де використовується аналогічний ефект взаємодії технологічних мас з деякими криволінійними поверхнями, що дає методику в певній степені універсальною.

УДК 681.513.54+658.52

Р. Склярів, В. Шанайда

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВИКОРИСТАННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ПАКЕТУ MATHCAD ПРИ ПРОГНОЗУВАННІ ПАРАМЕТРІВ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Математичне моделювання є одним зі способів обробки інформації для розв'язку інженерно-технічних і економічних завдань. Розвиток теорії інформації й комп'ютерної техніки дозволяє широко застосовувати методи математичного моделювання завдяки можливості реалізації найскладніших алгоритмів обробки результатів досліджень.

Для багатьох технічних систем характерна велика інертність (наприклад металорізальні верстати, зміни в тенденції їх розвитку не можуть бути здійснені миттєво). Досвід показує, що в межах приблизно 10-15 років можна здійснити екстраполяцію тенденцій розвитку верстатів з допустимою похибкою $\pm 15\%$.

Металорізальний верстат є об'єктом, який можна описати як кількісними даними (числові значення техніко-економічних показників в ретроспективному періоді), так і не кількісними (описовою інформацією). Такий опис потребує врахування одночасного впливу декількох змінних, які є детермінованими і стохастичними параметрами, що характеризуються різною довжиною часового ряду (одне значення, короткий часовий ряд, довгий часовий ряд).

Характеристики верстата, що стосуються попередніх (в часі) етапів його розвитку, не є визначальним при формуванні тенденцій. Тому при прогнозуванні вони мають меншу вагу. В такому випадку доцільним є використання адаптивних методів екстраполяції (метода експоненційного згладжування та ін.).

Прогнозування параметрів $y(t)$ методом екстраполяції тенденцій допускає побудову моделі $\hat{y}(t)$ у вигляді деякої функції часу $\hat{y}(t) = f(t, \bar{a})$, де $\bar{a} = (a_0, a_1, \dots, a_{p-1})$ - вектор параметрів опису. При цьому алгоритм побудови моделі складається із двох основних етапів: визначення структури моделі; оцінка параметрів обраної функції $f(t, \bar{a})$.

Традиційно перший етап реалізується «вручну» на основі міркувань фахівця про особливості прогнозованої моделі й/або попередньої обробки статистичних даних. Автоматично здійснюється лише оцінка параметрів моделі. Функція `genfit` пакета `Mathcad` дозволяє провести оцінку значень параметрів обраної функції (моделі). Як правило, при розв'язку практичних завдань використовуються апроксимуючі функції, структура яких нескладна. Основні причини таких переваг наступні: обмеженість обсягу вибірки; для оцінки p параметрів моделі потрібно не менш p відліків, а при «зашумлених» даних ще більше; при великій кількості параметрів важко підібрати їх початкові значення, при яких будь-яка функція уточнення, подібна до `genfit()`, знаходить розв'язок; дуже часто характер отриманих даних прогнозованого об'єкту такий, що застосування порівняно простих апроксимуючих функцій дає цілком прийнятні результати.

Зазначені причини в сукупності з тим фактом, що продуктивність сучасних комп'ютерів дуже велика, дозволяють зробити висновок про те, що вже зараз можна запропонувати досить ефективні процедури автоматичного вибору структури моделі й уточнення параметрів цього опису, тобто повністю автоматизувати процес апроксимації й, у перспективі проводити прогнозування по методу виявлення й екстраполяції тенденцій.

УДК 621. 923

Т. Несхозієвська

(Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», Видавничо-поліграфічний інститут)

КОНСТРУКЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ ПОБУДОВИ ПАРИ «ДРУКАРСЬКИЙ - ПЕРЕДАВАЛЬНИЙ ЦИЛІНДР» В ОФСЕТНИХ АРКУШЕВИХ МАШИНАХ

Друкарський та передавальний циліндри в аркушевих друкарських машинах є одними з найважливіших механізмів, що безпосередньо впливають на проходження аркуша через всі друкарські секції в офсетних аркушевих машинах. Друкарський циліндр оснащений системою захватів, за допомогою яких і передає задрукований аркуш на передавальний чи переверотний циліндри. Таким чином, пара «друкарський циліндр - передавальний циліндр» безпосередньо впливає на процес проходження аркуша, за необхідності - його перевероту, та суміщення фарб при друкуванні, і може вважатися невід'ємною частиною аркушепровідної системи друкарських машин.

Сучасні аркушеві друкарські машини, як правило, оснащені друкарськими циліндрами одинарного, подвійного чи потрійного діаметрів. Зміна діаметру дозволяє оптимізувати процес перевероту аркуша і впливає на стабільність його передачі між друкарськими секціями. Враховуючи специфіку кінематичної схеми передачі, важливе значення має розміщення друкарського циліндра відносно передавального. Це взаєморозміщення, у випадку аналізу побудови друкарських машин, що не мають планетарної або лінійної побудови, можна описати «годинниковою схемою».

Дана схема уявно суміщає центр годинника з центром офсетного циліндра, при цьому годинна стрілка направлена на центр друкарського циліндра, а хвилинка – на центр формного. Якщо центр офсетного циліндра знаходиться зліва від вертикальної осі, то годинна стрілка показує 5 годин, а при розміщенні центру офсетного циліндра справа від вертикальної осі – 7 годин. Зазначені вище варіанти названі відповідно до розміщення годинної стрілки «на 5 годин» та «на 7 годин».

При схемі «на 5 годин» в момент передачі аркуша з друкарського на передавальний циліндр «хвіст» відбитка ще не повністю виходить з зони друкарського контакту. Якщо замість передавального аркуш передається на переверотний циліндр чи циліндр типу «скелетон», це може призвести до некоректної передачі аркуша чи його деформації, що викликане особливістю роботи захватів, за рахунок різниці в діаметрах та конструкційних особливостях циліндрів. Однією з переваг даної схеми слід вважати простоту конструкції та її компактність. Найчастіше вона застосовується в друкарських машинах формату В2 та В3 (наприклад, Heidelberg SM 74, MAN Roland 300).

При схемі «на 7 годин» в момент проходження аркуша до передавального циліндру «хвіст» відбитка вже виходить з зони друкарського контакту, що дозволяє без перешкод транспортувати аркуш далі без. При такій схемі не має значення тип та діаметр циліндра, на який передається аркуш після друкарського, адже в момент транспортування аркуш всією площиною виходить з зони друкування. Ключова перевага - усунення дробління внаслідок вислизання аркуша з клапанів передавального циліндра та оптимальне використання передавальних циліндрів подвійного діаметру.

В результаті проведеного аналізу можна стверджувати про залежність між схемою побудови пари «друкарський – передавальний циліндр» та якістю друку на різних типах матеріалів. На основі виконаних досліджень стає можливою розробка відповідних технологічних рекомендацій та оптимізація процесу друку.

УДК 621.86

І. Ткаченко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

КОНДУКТОР БАГАТОШПИНДЕЛЬНОЇ СВЕРДЛИЛЬНОЇ ГОЛОВКИ

Метою даної розробки є підвищення продуктивності праці і розширенні технологічних можливостей свердлильного технологічного оснащення.

Кондуктор багатошпіндельної свердлильної головки рис.1. виконано у вигляді нижньої плити 1, по краях якої з двох сторін видовженої плити жорстко встановлені вертикальні направляючі 2, осі яких є паралельними між собою. Останні через кондукторні втулки 3, які жорстко закріплені у верхній плиті 4, з можливістю осьового зворотно поступового руху.

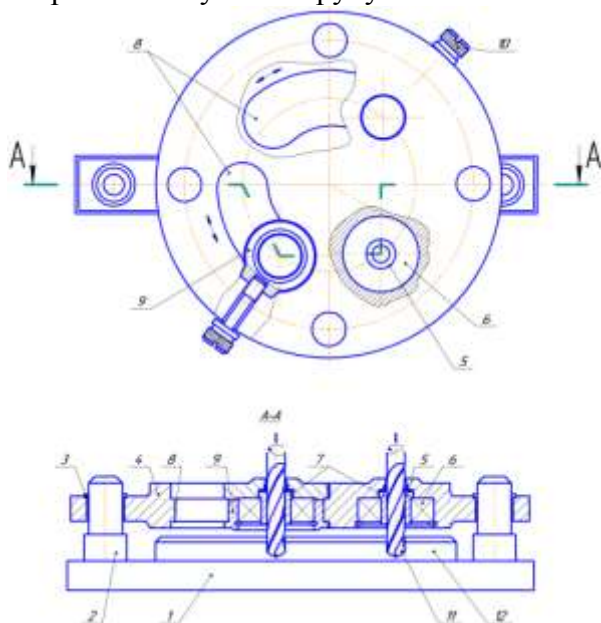


Рис.1. Кондуктор багатошпіндельної свердлильної головки (Патент України № 66543).

до корпуса шпіндельної бабки свердлильного верстата відомим способом, яка піднімається і опускається разом з багатошпіндельною головкою, яка до неї жорстко закріплена разом зі свердлами 11. Настроювання кондукторних втулок на певні міжцентрові віддалі здійснюється за допомогою спеціального шаблон-калібра. Заготовка 12 в пристрій встановлюється відомим способом по упорах.

Робота кондуктора багатошпіндельної свердлильної головки здійснюється наступним чином. Верхня плита 4 піднімається вгору разом зі шпіндельною бабкою і багатошпіндельною головкою, а в простір між кондукторною плитою і нижньою плитою 1 встановлюється заготовка 12 по упорах. Після цього кондукторна плита опускається вниз і відповідно багатошпіндельна головка теж опускається вниз, включається привід і здійснюється свердління отворів за допомогою свердл 11.

Після закінчення процесу свердління – кондукторна плита піднімається вгору, заготовка знімається з кондуктора, а на її місце встановлюється наступна.

До переваг кондуктора відноситься підвищення продуктивності праці і розширення технологічних можливостей.

Одна із кондукторних втулок 5 є центральною і вона жорстко встановлена у верхню плиту 4, у вигляді радіально-упорного підшипника 6, яка є постійною, а у верхній отвір внутрішнього кільця підшипника запресована змінна втулка 7 з можливістю кругового провертання. З двох сторін від центральної кондукторної втулки 5 по радіусу рівному радіусу встановлення шпінделів багатошпіндельної свердлильної головки (на кресленні не показано) виконані наскрізні фасонні радіусні пази 8, які є у взаємодії з корпусами радіально-упорних підшипників 9 зі змінними втулками 7 в наскрізних фасонних радіусних пазах з можливістю радіусного їх переміщення і жорсткою фіксацією стопорними гвинтами 10 відомим способом.

Верхня плита 4 жорстко кріпиться

УДК 631.361

¹О. Труханська, ²В. Барановський¹(Вінницький національний аграрний університет)²(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОРЕНЕПЛОДІВ З ВИТКОМ ШНЕКА

Для експериментального дослідження кута відбивання коренеплодів ψ_e після їх контактної взаємодії з витком шнека очисника, результуючої швидкості руху коренеплодів V_p^e і нормального ударного імпульсу S_n^e , який виникає під час контактної взаємодії використано розроблену лабораторну установку із застосуванням сферичного маятникового копра на основі фіксації векторного напрямку та значення початкової швидкості контакту $V_y = V_m$, кута відбивання та результуючої швидкості співудару коренеплодів із витком шнека.

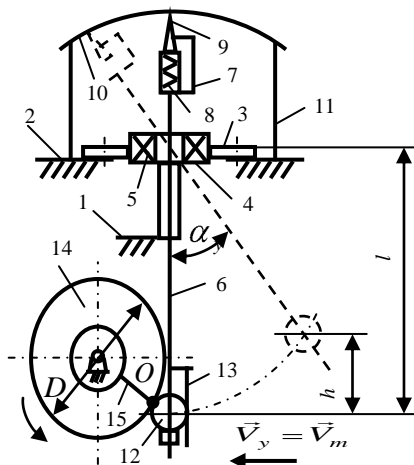


Рис.1 Схема лабораторної установки: 1 – стаяк; 2 – пластина; 3 – кронштейн; 4 – корпус; 5 – сферичний підшипник; 6 – вісь маятника; 7 – корпус; 8 – пружина; 9 – олівець; 10 – півкульова поверхня; 11 – стаяк; 12 – коренеплід; 13 – екран; 14 – шнек; 15 – виток

Принцип роботи лабораторної установки наступний. При відхиленні осі маятника 6 від вертикалі на фіксований кут α_y та в момент проходження коренеплодом 12 нижньої точки O , відбувається контакт коренеплоду з поверхнею витка 15 шнека 14, який обертається назустріч руху коренеплоду з кутовою швидкістю ω . Внаслідок контактної взаємодії коренеплід відхиляється від шнека з результуючою швидкістю співудару та рухається в її напрямку до того часу, поки $V_p^e = 0$. При цьому під час початкового відхилення осі маятника та після контакту коренеплоду з витком шнека олівець пише на внутрішній частині півкульової поверхні відповідні лінії – лінію напрямку та довжини вектора початкової швидкості контакту \vec{V}_m та лінію напрямку та довжини вектора результуючої швидкості співудару після контакту. Кут між напрямками перпендикуляра, проведеного до кінця вектора \vec{V}_m та V_p^e характеризує кут відбивання коренеплодів після їх контакту з витком шнека. Дані лінії переносили з внутрішньої частини півкульової поверхні на копіювальний папір з наступним вимірюванням лінійкою їх довжин b_m, b_p із точністю до 1 мм.

Визначали масштаб M_V вектора швидкості, поділивши значення $V_m = 1,6$ м/с на довжину лінії (вектора) \vec{V}_m , що писав олівець при відхиленні осі маятника на кут $\alpha_y = 35^\circ$, тобто $M_V = V_m / b_m = 1,6 / b_m$. Кут ψ_e між напрямками вектора результуючої швидкості співудару і напрямком вектора осьового переміщення витків шнека \vec{V}_{oc} визначали транспортиром з точки контакту O між напрямками вектора \vec{V}_p^e і напрямком вектора \vec{V}_{oc} . Значення V_p^e визначали за формулою $V_p^e = b_p M_V$.

УДК 621.86

П. Федорів, В. Пацигон, Ю. Цяпута

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ЕЛЕМЕНТІВ
ЗАХОПЛЮВАЧА З ПНЕВМО-СТРУМЕНЕВИМ ПРИВОДОМ**

В основу роботи струменевих приводів покладений відомий ефект виникнення присмоктуючої дії, що виражається у взаємодії витікаючого з отвору малого діаметра з розвинутою поверхнею торця струменя стиснутого повітря з обтічною плоскою, циліндричною, конічною або кульовою поверхнею поршня.

Моделювання динамічних характеристик руху здійснене для наочного представлення виробу і покращенню його силових характеристик. В основі дослідження закладено математичне моделювання процесів, що виникають в захоплювачі.

Сили, які діють на поршень:

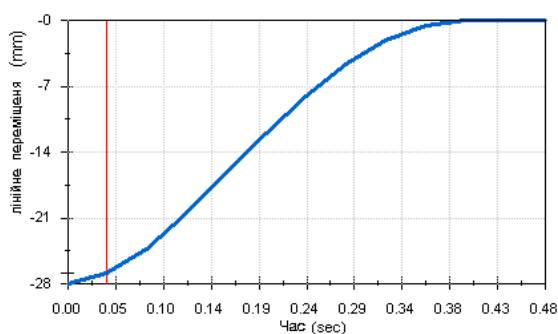


Рис.1 Графік лінійного переміщення поршня приводу

$$m_{np} \ddot{y} = -F_{ef} + m_{np} + F_{ло},$$

де m_{np} – приведена маса частин привода і заготовки, F_{ef} – величина аеродинамічного ефекту, $F_{ло}$ – сила лобового опору, \ddot{y} – прискорення поршня.

Величину сили F_{ef} вважаємо такою, що змінюється в зазорі між торцями сопла і поршня за параболічним законом:

Використовуючи значення сил $F_{ло}$ і F_{ef} [1,2], виведено формулу для

визначення часу переміщення поршня \dot{y}

$$t_4 = \frac{y_0}{k \sqrt{\frac{2}{\rho_0 \sigma} \left(F_{np} - \frac{2F_{np} m_{np}}{L^* \rho_0 \sigma} + \frac{2F_{np} m_{np}^2}{L^{*2} \rho_0^2 \sigma^2} - g m_{np} \right) \left(1 - e^{-\frac{\rho_0 \sigma}{m_{np}} y_0} \right) - \frac{2F_{np} y_0}{L^* \rho_0 \sigma} \left(\frac{y_0}{L^*} - \frac{2m_{np}}{L^* \rho_0 \sigma} - 2 \right) e^{-\frac{\rho_0 \sigma}{m_{np}} y_0}}$$

На основі проведених розрахунків побудовано графік лінійного переміщення поршня приводу

Перелік посилань

1. Проць Я., Савків В., Федорів П. Струменеві захоплюючі пристрої промислових роботів // Вісник Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – 1998. – том 3, число 1. – С. 44-48

2. Федорів П.С. Дослідження динамічних характеристик струменевих приводів лінійних переміщень. Міжвузівський збірник „Наукові нотатки”. Луцьк, 2010р. №29. с.222-228.

УДК 621.86; 539.213

П. Федорів, М. Качановський, В. Скочиляс

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МЕХАНІЗМУ ЗАХОПЛЮВАЧА З ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ

У сучасних САПР базовою складовою гнучкого варіантного комп'ютерного моделювання технічних виробів є механізм асоціативного зв'язку між розмірами, що визначають дані об'єкти, та їх символічними позначеннями у вигляді певних параметрів. Для останніх формуються потрібні аналітичні залежності і шляхом варіювання параметрів, нерідко з використанням математичної оптимізації, обчислюються їх раціональні величини. За своєю формою продукція машинобудування доволі різноманітна. Під час комп'ютерного моделювання її деталі утворюються переміщенням у просторі деяких ескізів (обмежених замкненими контурами ділянок площин) на задану відстань (паралельним перенесенням), обертанням навколо певної вісі (поворотом) та більш складними перетвореннями вихідних фігур. Представниками першого класу наведених об'єктів слугують пластини, накладки, опори, корпусні деталі та ін., а другого – осі, диски, втулки, кришки і т. ін.

Комп'ютерна модель даної системи має якомога повніше відбивати всі основні фактори й взаємозв'язки, що характеризують реальні ситуації, критерії та обмеження. До того ж модель має бути настільки універсальною (щоб охоплювати якнайширше коло близьких за призначенням об'єктів) настільки й простою (щоб сприяти виконанню необхідних досліджень із мінімальними витратами).

Моделювання руху здійснене для удосконалення існуючої моделі виробу і покращено її силові характеристики. В основі дослідження покладене математичне моделювання процесів, що виникають під час виконання робочих рухів захоплювача (рис.1). Результат моделювання (рис.2) підтверджує високу швидкодію роботи захоплюючого пристрою із пневмо-струменевим приводом.



Рис. 1 Захоплювач

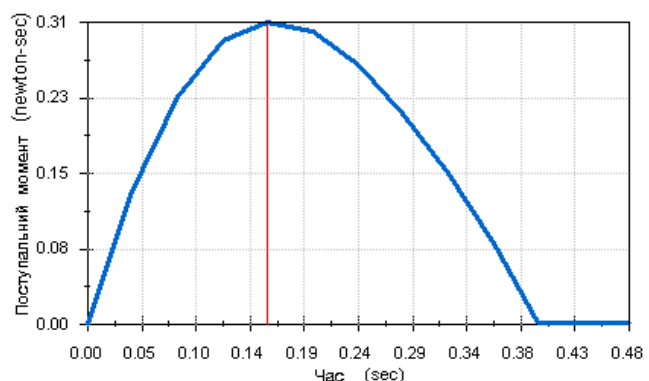


Рис. 2 Графік лінійного переміщення губок приводу

УДК 621.9

Р. Хорошун

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

БАГАТОШПІНДЕЛЬНА ГОЛОВКА ДЛЯ ОБРОБКИ ОТВОРІВ

Одним із шляхів підвищення продуктивності праці і точності оброблення отворів з різними міжцентровими віддальми є використання багатошпіндельних головок із змінним положенням розміщення інструментальних шпинделів.

Головка для обробки отворів (рис. 1) виконана у вигляді корпусу 1, зверху якого жорстко встановлена кришка 2. В центральних отворах корпусу і кришки встановлено вал-шестерню 3, яка встановлена на підшипнику кочення 4. На середній частині по довжині вал-шестерні нарізані зуби 5, які є у взаємодії з приводними шестернями 6, одна з яких жорстко встановлена на інструментальний шпіндель 7, який жорстко закріплений до корпусу з можливістю кругового провертання. Другий поворотний інструментальний шпіндель 8 жорстко закріплений в поворотному корпусі 9 з рукояткою 10 з можливістю провороту по радіусному пазу 11 в межах зміни міжцентрових віддалей між інструментальними шпинделями від мінімальної до відстанні рівній діаметру середнього діаметра зубів вал-шестерні і з жорсткою його фіксацією за допомогою різьбового з'єднання відомим способом. Корпус 1 з кришкою 2 жорстко з'єднані між собою болтами 12 з гайками.

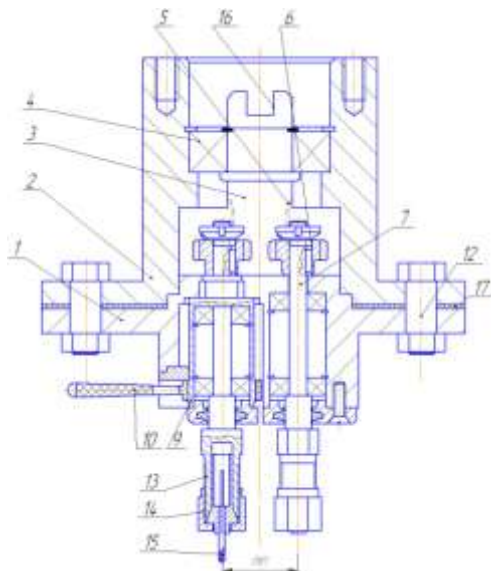


Рис. 1. Багатошпіндельна головка для обробки отворів (Патент України № 68202)

В нижній частині інструментальні шпинделі 7 і 8 є у взаємодії з цангами 13 і гайками 14 для закріплення свердл 15, або інших інструментів, наприклад, зенкерів і розверток.

Головка для оброблення отворів встановлюється і кріпиться до пінолі свердлильного або іншого верстату за допомогою кришки 2 відомим способом (на кресленні не показано). Шпіндель верстату (на кресленні не показано) під'єднаний до вал-шестерні 3 через паз 16, який розміщений 4 верхній його частині і здійснює його провертання під час роботи. При цьому обертовий рух передається на інструментальні шпинделі 7 і 8 і відповідно свердла 15, які обертається в одну сторону. При зміні міжцентрової віддалі між інструментальними шпинделями за допомогою рукоятки 10 звільняють поворотний шпіндель 8 від затиску і переміщують по пазу на необхідну відстань з забезпеченням необхідної між центральної віддалі

між інструментальними шпинделями.

Для покращення герметичності між корпусом 1 і кришкою 2 в головці встановлена прокладка 17.

Головку можна використовувати для свердління зенкерування, розвертування та інших операцій для оброблення отворів деталей з різними між центровими віддальми.

До переваг головки відноситься те, що конструкція відпрацьована на технологічність і забезпечує зміну між центрових віддалей простим способом з підвищенням продуктивності праці.

УДК 621.34

М. Цепенюк

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЗМІ ПІДЙМАННЯ СТІЛИ РОТОРНОГО ЕКСКАВАТОРА

Багаторічний досвід експлуатації роторних екскаваторів на підприємствах гірничо-видобувної промисловості показав, що однією із слабких ланок в даних машинах є механізм підймання стріли роторного колеса. Він часто виходить із ладу, що приводить до багатоденних простоїв екскаваторів і зниження продуктивності гірничо-рудних комплексів. Тому дослідження перехідних процесів у механізмі підймання стріли є актуальною задачею.

Механізм підймання стріли роторного колеса екскаватора – це єдина електромеханічна система, яка складається із двох підсистем – механічної і електричної. У наш час в більшості випадків динаміка таких механізмів досліджується з врахуванням механічних коливань і електромагнітних перехідних процесів. При цьому вважається, що електродвигуни підключені до джерела струму необмеженої потужності. Таке припущення можливе тоді, коли потужність трансформатора велика в порівнянні із двигунами, які до нього підключені. У випадку, коли потужність двигунів сумірна з потужністю силового трансформатора, не врахування перехідних процесів у трансформаторі не відображає реальної картини фізичних процесів, які проходять в системі, і може суттєво вплинути на результати розрахунків. Тому метою даної задачі є дослідження динаміки механізму підймання стріли роторного колеса екскаватора з врахуванням електромагнітних перехідних процесів у двигунах і трансформаторі.

Рівняння, які описують перехідні процеси в механізмі підймання стріли роторного екскаватора, складаються із рівнянь руху зведених мас механізму, рівнянь двигунів, трансформатора і структурних рівнянь, які відображають електричний зв'язок двигунів і трансформатора в системі.

Розрахункова схема механічної підсистеми представлена у вигляді розгалуженої системи зосереджених мас, з'єднаних між собою невагомими пружними елементами. Розсіювання енергії враховувалось за схемою пружно-в'язкого тіла. Рух механічної підсистеми описаний рівняннями Лагранжа II-го роду.

Рівняння асинхронних двигунів і трансформатора записані у фазних координатах з врахуванням електромагнітних перехідних процесів і насичення магнітопроводів $\lfloor \bar{\cdot}$

Структурні рівняння електричної підсистеми отримані з врахуванням електричного зв'язку між двигунами і трансформатором.

Аналітичний розв'язок рівнянь електродвигунів і трансформатора дав можливість отримати систему рівнянь, які описують перехідні процеси в електричній підсистемі з врахуванням перехідних процесів у двигунах, трансформаторі і електричного з'єднання двигунів і трансформатора.

Диференціальні рівняння отриманої математичної моделі механізму підймання стріли роторного колеса екскаватора записані в нормальній формі Коші. Інтегруючи дану систему рівнянь при різних початкових умовах і параметрах системи, можна дослідити вплив електромагнітних перехідних процесів у трансформаторі на динаміку електропривідного механізму підймання стріли роторного колеса екскаватора.

Перелік посилань

1. В.И. Чабан. Методы анализа электромеханических систем. – Львов: Высшая школа, 1985. – 192 с.

УДК 621.86

Я. Проць, П. Федорів, Ю. Цяпута

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ЗАСТОСУВАННЯ РУХОМИХ СТРУМЕНЕВИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ПОШТУЧНОГО ВІДДІЛЕННЯ ЛИСТОВИХ ЗАГОТОВОК

В основі конструкцій струменевих присосів покладено ефект виникнення аеродинамічної сили, що полягає у взаємодії витікаючого із сопла струменя стиснутого повітря з поверхнею листової заготовки.

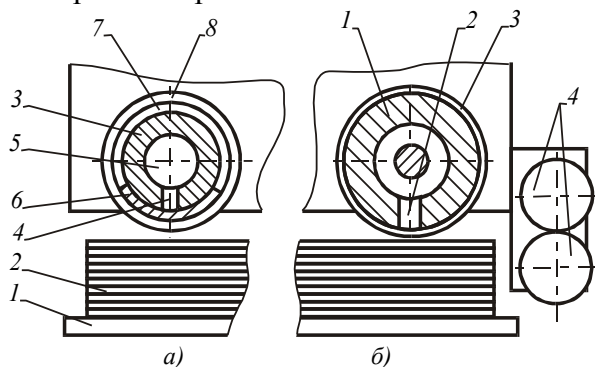


Рис.1. Рухомі струменево-фрикційні пристрої відділення тонких листів від стопи

Рухомий струменевий елемент із вертикальним напрямом струменя відносно стопи використовується при розробці живильника секторного типу (рис.1,а,б) для відділення тонких листів зверху стопи.

У живильнику (рис.1,а) над горизонтальним стапельним столом 1 жорстко встановлений пустотілий циліндричний золотник 3 із радіальними отворами-соплами 4, під'єднаними до джерела стиснутого повітря. Отвори 4 направлені перпендикулярно до стопи 2 і з'єднують з атмосферою внутрішню порожнину 5. Золотник 3 вільно охоплюється обертово-рухомим циліндричним корпусом 6, у тілі якого виконані наскрізні секторні вікна 7. Корпус 6 кінематично зв'язаний із приводом робочої машини. На зовнішньому контурі корпуса 6 нерухомо встановлені фрикційні кільця 8.

В якості струменевих елементів живильників може використовуватися постійно обертовий золотник 1 (рис.1,б), в якому виконані радіальні отвори 2. Для транспортування у власній площині золотник охоплений фрикційними роликми 3. У напрямку подачі листів встановлені приймаючі безперервно обертові ролики 4.

Живильники працюють наступним чином. Стиснуте повітря від мережі подається у внутрішню порожнину 5 золотників. Стапельному столу 1 з підготовленою пачкою заготовок 2 надається вертикальне переміщення, а корпусу 6 (рис.1,а) із встановленими на ньому фрикційними кільцями 8 та рухомому золотнику 1 (рис.1,б) надається обертовий рух, синхронізований із продуктивністю робочої машини. При обертанні рухомих частин живильника (рис.1,а) секторні вікна 7 співпадають з отворами-соплами 4 золотника 3, струмені повітря витікають із отворів 4 у простір між твірною поверхнею корпуса 6 і верхньою заготовкою стопи 2, створюючи при цьому зону розрідження над верхньою її площиною. У живильнику на рис.1,б повітря із отворів 2 постійно витікає в атмосферу. Швидкодія такого механізму також визначається часом підняття заготовки до контакту з фрикційними кільцями 8 і часом транспортування у власній площині, у залежності від швидкості обертання рухомих елементів.

Струменеві механізми володіють високою точністю базування заготовок, хорошими динамічними характеристиками і можуть бути використані при автоматизації технологічних процесів у машинобудівній, приладобудівній, легкій, поліграфічній та інших промисловостях.

УДК 621.86

І. Чвартацький

(Відокремлений підрозділ національного університет біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»)

СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

В сучасних умовах ринкових відносин важливе місце як характеристика займає надійність і довговічність машин, яка часто визначається надійністю і довговічністю окремих деталей. Тому важливим є ремонт та відновлення технологічних характеристик деталей машин.

Відомий спосіб відновлення циліндричних деталей, що включає обжим деталей пластичним деформуванням в спеціальному пристрої з подальшим зовнішнім шліфуванням по торцях.

Основний недолік способу – обмежені технологічні можливості і мала експлуатаційна надійність і довговічність

Для усунення даного недоліку було розроблено спосіб відновлення, з розширеними технологічними можливостями, підшипників кочення, який підвищує термін їх використання.

Спосіб відновлення підшипників кочення реалізується наступним чином. Зовнішнє кільце підшипника для збільшення зовнішнього і зменшення внутрішнього діаметрів встановлюють внутрішнім діаметром на установчий палець матриці, яка запресована в нижню плиту штампа. По зовнішньому діаметру зовнішнє кільце встановлено в обмежуючий корпус, який обмежує збільшення цього діаметра і відхилення його поверхні від циліндричної. Зверху над матрицею і установчим пальцем в пресі встановлено пуансон, вісь якого є співвісною з матрицею і пальцем. Центрування пуансона по кільцю підшипника здійснюється центрувальним пальцем, а кріплення до повзуна преса циліндричним хвостовиком Шліфування і полірування транспортної доріжки здійснюється їх жорстким встановлення в кріпильний пристрій, який зображений базуючими елементами і шліфувальними і полірувальними кругами при їх обертанні. Технологічний процес виконання способу відновлення підшипників кочення здійснюється в такій послідовності. Підшипник розбирають і зношені зовнішні і внутрішні кільця проходять наступні однакові операції, тому опис операцій здійснено в загальному вигляді. При підготовці технологічного процесу торцевого обтискування кільце підбирають матрицю з установчим пальцем відповідного діаметра, аналогічно підбирають пуансон з центрувальним пальцем. Після чого кільце нагрівають поза зоною пристрою і встановлюють на установчий палець і в обмежуючий корпус. Після цих підготовчих операцій приступають до виконання самого технологічного процесу. Спочатку виконують торцеве обтискування зовнішніх і внутрішніх кілець підшипників здійснюється наступним чином. Зовнішнє кільце нагрівають до температури 850-900 °С поза зоною пристрою відомим способом, встановлюють на установчий елемент матриці і в обмежуючий корпус, після чого пуансон опускають вниз. При цьому кільце 1 деформується, збільшуючись по зовнішньому діаметру і зменшується по внутрішньому до необхідних розмірів. В разі потреби кільця можна нагрівати струмами високої частоти відомим способом в самому пристрої. Аналогічним способом обтискуються і внутрішні кільця підшипників.

УДК 621.867

В. Шанайда, Р. Скляр

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМОУТВОРЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНОГО ПРОФІЛЮ ВНУТРІШНІХ ЗАМКОВИХ РІЗЕЙ БУРОВИХ КОЛОН

З кожним роком все актуальніше постає питання енергетичної незалежності держави. Конкурентоздатність продукції виробництва безпосередньо залежить від вартості енергоносіїв (газ, нафта, вугілля). За попередніми даними природні надра України зберігають величезну кількість цих природних багатств, але для їх розробки необхідно опанувати виробництво спеціального бурильного обладнання та устаткування.

Процес буріння свердловин забезпечується формуванням бурильної колони, котра складається або з гладкого трубного з'єднання або з не гладкого трубного з'єднання. Суттєвим резервом для зменшення витрат часу на буріння є зменшення аварійності бурильних колон. Найбільш вагома частка поломок (майже 80%) припадає на поломки різьбових з'єднань труб та замків.

Проведені експериментальні дослідження показали, що найбільш ефективною є бурильна колона, в якій труби приєднанні до замків методом зварювання, але із збереженням замкових різьбових з'єднань, котрі задіяні у складанні труб у свічку та при виконанні опускально-підіймальних операцій. Багаторазове виконання на виробничій площадці приєднувально-роз'єднувальних операцій призводить до зношування різьбового профілю, а відповідно, і до зменшення надійності такого з'єднання. Підвищення надійності різьбового з'єднання та збільшення ресурсу його роботи стане вагомим чинником у рості ефективності експлуатації бурильного устаткування.

У машинобудівній галузі значний інтерес представляють різьбові з'єднання великих діаметрів (М30 – М100 і більші) з кроком різі 2 – 6 мм. Якщо процес нарізання зовнішніх різей таких діаметрів технологічно можна забезпечити багатьма методами, то процес нарізання внутрішніх різей таких діаметрів пов'язаний із вирішенням цілого комплексу технологічних проблем. Перш за все слід відмітити багатогранність підходів щодо інструментального забезпечення процесу нарізання внутрішніх різей великих діаметрів, та реалізації технологічно специфічних методів їх виготовлення.

Мета виконання досліджень – встановити зв'язок між геометричними параметрами фрези для виготовлення внутрішньої замкової різі та різьбовим профілем муфти трубного з'єднання бурильної колони.

Для досягнення поставленої мети: сформовано геометричну модель для аналізу процесу фрезерування внутрішньої замкової різі; встановлено характерні геометричні параметри, які мають вплив на процес різьотворення; сформовано математичну модель, яка дозволяє виконувати розрахунок геометричних параметрів фрези у залежності від геометричних параметрів різьбового профілю; запропоновано специфічний метод формування різьбового профілю.

Особливість цього методу полягає у тому, що для формоутворення різьбового профілю використовуємо комплект фрез, як для нарізання різьбового профілю, так і для його подальшої правки та поверхневого зміцнення. Звідси випливає доцільність проведення геометричного аналізу процесу фрезерування внутрішньої замкової різі і використання отриманих результатів для обґрунтування економічних показників виробництва та конструктивних параметрів устаткування для механічної обробки трубних муфт бурильної колони.

УДК 620.22

З. Одосій, В. Шиманський, Ю. Петрина

(Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу)

РАЦІОНАЛЬНИЙ ВИБІР КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ШТОКІВ БУРОВИХ НАСОСІВ

Згідно з технічними вимогами до виготовлення штоків бурових насосів ТУ У 0153366-011-98 допускають використання сталей будь яких марок, властивості яких не погіршують їх якості. Якість матеріалів для виготовлення штока повинна відповідати ГОСТ 1050-88, ГОСТ 4543-71.

Для виготовлення деталей, що працюють під дією гідро-абразивного та ударно-абразивного зношування найширше використання отримали леговані сталі, що піддаються покращенню. Це доєвтектичні низьколеговані сталі, в основному перлітного класу з вмістом 0,4-0,6 % С і вони характеризуються найкращим поєднанням фізико-механічних властивостей.

В літературі наявна суперечливість в рекомендаціях щодо використання різних класів сталей та їх зміцнення, внаслідок різного визначення основного виду спрацювання штока.

Основною тенденцією закордонних фірм при виборі матеріалів для виготовлення штоків є використання високоякісних легованих сталей з подальшою зміцнюючою обробкою, яка повинна забезпечити високі показники стійкості до абразивного зношування та корозії.

Досліджено, що найвищі показники зносостійкості у сталях досягаються мартенситною структурою рис. 1.

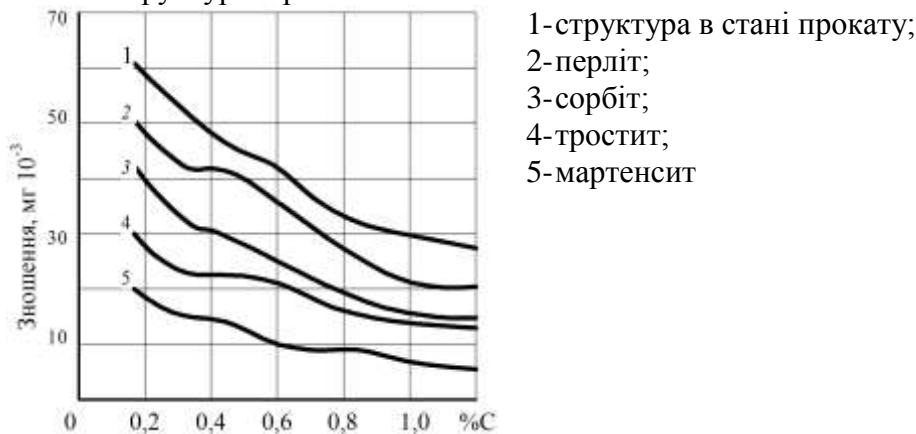


Рис. 1. Зносостійкість сталі в залежності від структури і вмісту вуглецю.

В результаті досліджень можна зробити висновок, що шток повинен виготовлятися з сталі, яка забезпечить комплексні властивості і високу ударно-абразивну та гідро-абразивну стійкість, опір корозійному втомному руйнуванню та корозійному розтріскуванню, кавітаційно-ерозійну витривалість.

Використання серійних марок сталей – середньовуглецевих, низьковуглецевих, легованих з використанням традиційних видів термічної і хіміко-термічної обробки не забезпечують водночас весь комплекс необхідних властивостей. Тому стоїть питання про використання більш прогресивних методів поверхневого зміцнення робочих поверхонь штока, які б підвищували довговічність його роботи. Одним з найбільш перспективних напрямів поверхневого зміцнення при різних умовах навантаження є поверхневе пластичне деформування (метод механічного зміцнення).

УДК 621.791

Р. Шпак

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

Надійна робота ланцюгового приводу, яким оснащується велика кількість механізмів, що використовуються у зварювальному устаткуванні залежить від правильного співвідношення натягів холостої і робочої віток.

Метою експериментальних досліджень ланцюгових передач є перевірка працездатності натяжних пристроїв і виявлення можливих областей та їх застосування.

При динамічних дослідженнях встановлюється взаємозв'язок конструктивних параметрів натяжних пристроїв з їх швидкістю спів паданням у часі зміни крутного моменту і натягу холостої вітки. Доказано, що зростання крутного моменту призводить до зменшення натягу у холостій вітці, це пояснюється тим, що при збільшенні крутного моменту ведуча вітка видовжується, що знов призводить до видовження холостої вітки і, як наслідок, до зменшення зусилля у ній, що може призвести до пробуксування передачі.

Дослідження працездатності конструкцій натяжних пристроїв проводилось на розробленому стенді оригінальної конструкції.

Стенд складається з Г – подібної станини до котрої з одного боку кріпляться трьохфазний двигун з'єднаний через пружну муфту з п'ятиступінчатою коропкою швидкостей, яка через муфту з'єднана з ведучим валом ланцюгової передачі, що встановлений на двох кулькових підшипниках. На кінець ведучого вала встановлюється ведуча зірочка.

З другого боку станини на салазках встановлений генератор постійного струму. Салазки використовуються для створення натягу у вітках ланцюга за рахунок їх провисання і для зміни міжосьової віддалі передачі.

Навантажувальним пристроєм для генератора служить реостат, що створює постійне навантаження. Його опір змінювався у широких межах шляхом зміни кількості секцій або їх запаралелювання.

Для створення змінного в часі навантаження, що імітувало випадкові або закономірні (за заданим законом) зміни обертового моменту служила електрична дуга, що збуджувалась між двома неплавкими електродами, віддаль між електродами а отже і навантаження на генератор змінювалась за допомогою кулачкового механізму. При цьому профіль кулачка переміщував штовхач разом з електродом за попередньо заданою програмою динамічних навантажень.

Випробовування проводились також на стендах інших конструкцій, що відрізнялись кінематикою і видом навантажувача. Зокрема навантажувачем служив генератор з трьома обмотками. Одна із них незалежного збудження живиться постійним струмом через генератор змінного опору, що виготовлений у вигляді не струмопровідного циліндра, що обертається який заповнений металевими ошурками.

УДК 678.5

І. Ярема, П. Колибаб'юк, Ю. Наконечний, А. Антонов, Л. Бутковська
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДОСВІД РОЗРОБКИ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ БЕЗКОНТАКТНИХ УЩІЛЬНЕНЬ ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧІВ ГАЗУ

Для валів газоперекачувальних агрегатів з частотою обертання 6500 об/хв. застосовують безконтактні ущільнення різних конструкцій. Це зумовлено, насамперед, високою теплою тертя, яка виділяється при застосуванні контактних ущільнень, і наявністю вибухонебезпечного середовища – природного газу. Лабіринтні ущільнення у відцентрових компресорних машинах служать для запобігання перетоку газу між камерами високого і низького тиску. Їх дія полягає у завихренні газу у вузькій кільцевій щілині з наступним розширенням в суміжній камері більшого об'єму. В кільцевій щілині газ під тиском переходить в швидкісний напір, після виходу газу із щілини тиск витрачається на незворотні втрати при завихрюванні – розширенні. Чим більші ці втрати (тобто чим менший переріз щілини і гостріші кромки), тим менша доля тиску відновлюється в камері і, відповідно, тим ефективніше працює ущільнення. В кожній наступній камері тиск газу є меншим, ніж в попередній. В системі ущільнень ротора нагнітачів газу на магістральних газопроводах зарубіжного виробництва фірм «Купер Бесемер» (США), «Нуово Піньоне» (Італія), «Демаг» (ФРН), «НЗЛ» (Росія) передбачено ряд лабиринтних ущільнень різних типорозмірів з алюмінієвих сплавів. Причиною виходу із ладу даних ущільнень є ерозійне зношення лабиринтних гребенів та їх виробка внаслідок биття ротора, яке зумовлено довготривалою експлуатацією газоперекачувальних агрегатів.

Лабораторією по застосуванню полімерних конструкційних матеріалів в газотранспортному обладнанні накопичений багаторічний досвід розробки та експлуатації безконтактних лабиринтних ущільнень з використанням зносо- і термостійких пластмас. Конструкції цих ущільнень передбачають зменшення зазорів в парі «вершина гребеня – ротор», зміну геометрії камер завихрення та створення протипотоків на всій ширині ущільнення. При розробці лабиринтних ущільнень враховувались індивідуальні розміри ротора конкретного нагнітача. Були розроблені ефективні безконтактні ущільнення для нагнітачів газу виробництва фірм «Купер Бесемер», «Нуово Піньоне», «Демаг». Так, до відцентрового нагнітача фірми «Купер Бесемер» газотурбінного компресора ГТК-10 I авторами була розроблена пластмасо-металева конструкція, яка представляє собою металеву обойму та вмонтовану в неї пластмасову вставку. Для металевої обойми використовувалось пошкоджене штатне ущільнення, в якому збережені усі приєднувальні розміри та фіксуючі елементи. Пластмасова вставка представляла собою лабиринтне ущільнення із нахиленими назустріч газовому потоку гребінцями. Випробування в експлуатаційних умовах компресорних станцій показали, що така конструкція лабиринтного ущільнення працює ефективно і дає можливість суттєво скоротити втрати ущільнюючого мастила та перекачуваного газу. Ефективність лабиринтних ущільнень для інших нагнітачів підтверджена практикою використання та оформлена відповідними актами випробувань.

УДК 621.86

М. Яциків, В. Фурдей

(Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»)

УНІВЕРСАЛЬНИЙ ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ

Універсальний гвинтовий змішувач рис.1, який виконано у вигляді рами 1, на якій змонтовано корпус 2 з видовженим внутрішнім О-подібним отвором 3, яка по довжині розділена на два горизонтальні циліндри перегородкою 4, з двох зовнішніх сторін якої виконані радіусні закруглення 5 з радіусами більшими зовнішніх радіусів гвинтових робочих органів 6 - верхнього і нижнього - 7. Перегородка розділяє внутрішній простір видовженого О-подібного отвору корпусу на два горизонтальні спарені циліндри - верхній 8 і нижній 9 з радіусами більшими зовнішніх радіусів гвинтових робочих органів. Посередині поперечного січення перегородки 4 по її довжині виконано осьовий наскрізний отвір 10, вісь якого є паралельною до осей гвинтових робочих органів 6 і 7 і який є у взаємодії з середньою частиною 11 кривошипа 12 з можливістю переведення корпусу 2 і універсального гвинтового змішувача з вертикального у горизонтальне положення або навпаки за допомогою електродвигуна 13, який встановлено з лівого кінця кривошипа 12. Крім цього крок подавального гвинтового робочого органу 6 є меншим кроку вивантажувального гвинтового робочого органу 7 для кращого змішування.

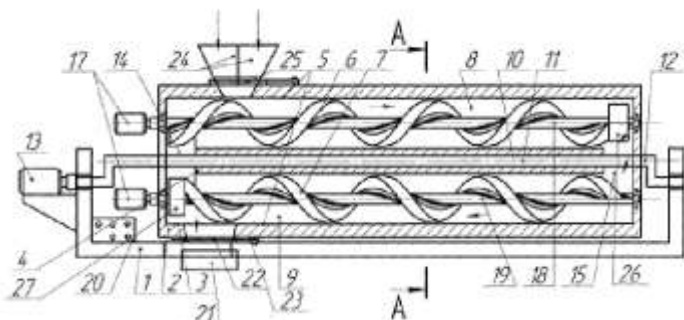


Рис.1. Універсальний гвинтовий змішувач (Патент України № 62658).

розміщені в шахматовому порядку по довжині гвинтів розмірами 5...8 максимальних розмірів зерен сипких матеріалів змішувальних сумішей для покращення процесу змішування. Привід гвинтових робочих органів 6 і 7 здійснюється від окремих електродвигунів 17 через муфти і привідні вали відповідно 18 і 19 до яких жорстко приєднані гвинтові робочі органи відповідно 6 і 7. Керування роботою змішувача здійснюють з пульта керування 20.

Готова змішувальна суміш після закінчення змішування збирається у відповідну ємність 21, яка встановлена під вивантажувальним вікном 22 з шибером 23, а засипають її у бункер 24 з регульовальним шибером 25. Перевантаження змішувальної суміші від подавального гвинтового робочого органу 6 на вивантажувальний гвинтовий робочий орган 7 здійснюється крильчаткою 26, продуктивність якої є більшою за продуктивність подавального робочого органу, а для покращення якості вивантаження змішувальної суміші використовують крильчатку 27.

До переваг універсального гвинтового змішувача відноситься те, що в нього покращені умови змішування, розширені технологічні можливості і підвищення продуктивності праці.

Кінці двох горизонтальних спарених циліндрів 8 і 9 з'єднані між собою пересипними вікнами 14 - переднім і 15 - заднім, причому площа кожного із них є більшою поперечного січення одного із циліндрів.

Особливістю подавального 6 і вивантажувального 7 гвинтових робочих органів є те, що на них виконані наскрізні вікна 16, які

Секція: МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО, МІЦНІСТЬ МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЙ

Керівники: проф. П. Ясній, проф. П. Стухляк, проф. М. Підгурський,
проф. Марущак

Секретар: доц. І. Окіпний

УДК 539.422.24; 620.186.4

П. Ясній, Ю. Пиндус, А. Сорочак

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

МІКРОМЕХАНІЗМИ РОСТУ ВТОМНИХ ТРІЩИН У МАТЕРІАЛІ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ЛОКОМОТИВІВ

Для оцінки залишкового ресурсу відповідальних елементів конструкцій, що працюють в умовах втоми, таких як осі колісних пар залізничного транспорту, та прогнозування їх довговічності важливо оцінити вплив експлуатаційних чинників, зокрема параметрів навантаження, на мікромеханізми росту втомних тріщин у матеріалі.

Фрактографічні дослідження поверхні руйнування плоских зразків на ділянках з різним КІН проводили за допомогою растрового електронного мікроскопу РЕМ-106И в режимі вторинних електронів. Для кількісного аналізу отриманих зображень використовували спеціалізоване програмне забезпечення KARPA ImageBase.

Мікроструктурні дослідження сталі ОСЛ показали, що для неї при втомі характерне внутрішньозернове руйнування з утворенням різнорівневих терасок та втомних борозенок в поєднанні з гребенями відриву (рис. 1). Орієнтація та рівні фасеток змінюються при переході від зерна до зерна. При значній швидкості поширення тріщини з'являються вторинні мікротріщини, що поширюються перпендикулярно до площини основної тріщини.

Крок втомних борозенок та мікрошвидкість росту тріщини змінюються зі збільшенням дожини тріщини та КІН. При коефіцієнті асиметрії циклу $R = 0$ середнє значення кроку втомних борозенок при $\Delta K = 10 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ складає $\delta = 0,37 \text{ мкм}$. При цьому мікрошвидкість росту тріщини перевищує макрошвидкість на два порядки. При $\Delta K = 14,3 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ крок втомних борозенок зростає до $\delta = 1,13 \text{ мкм}$, а при подальшому збільшенні КІН до $\Delta K = 36,7 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ – зменшується до $\delta = 0,84 \text{ мкм}$. При $\Delta K > 30,2 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ макрошвидкість росту тріщини стає більшою за мікрошвидкість.

При коефіцієнті асиметрії циклу $R = -1$ середнє значення кроку втомних борозенок при $\Delta K = 8,7 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ складає $\delta = 0,8 \text{ мкм}$. При $\Delta K = 15 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ крок втомних борозенок зростає до $\delta = 1,67 \text{ мкм}$, а при подальшому збільшенні КІН до $\Delta K = 31,6 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ – зменшується до $\delta = 0,72 \text{ мкм}$. Макрошвидкість росту тріщини стає більшою за мікрошвидкість при $\Delta K > 26,7 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$. При цьому в зламі з'являються ямки відриву розміром від 0,6 до 4 мкм, що свідчить про частково в'язкий механізм поширення тріщини. Вони формуються за рахунок об'єднання мікропор, що зароджуються на жорстких карбідних чи сульфідних включеннях глобулярної форми.

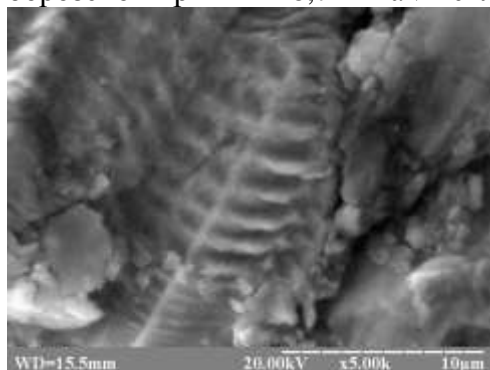


Рис. 1. Втомні борозенки на поверхні руйнування сталі ОСЛ.

Мікрошвидкість росту втомних тріщин, визначена за кроком втомних борозенок, при $R = -1$ є більшою, ніж при $R = 0$. Значення мікрошвидкості зі збільшенням КІН в обох випадках змінюються подібним чином – спочатку зростають, а після $\Delta K = 15 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ зменшуються. На ділянці ДВР до $\Delta K = 26,7 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ мікрошвидкість росту тріщин є значно більшою за макрошвидкість, після цього значення макрошвидкості стає більшою за мікрошвидкість, в зламі з'являються ямки відриву, характерні для в'язкого руйнування.

УДК 669.15.26-194

П. Василюк

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

СТРУКТУРНІ ПЕРЕТВОРЕННЯ В ЗАЛІЗОХРОМОВИХ СПЛАВАХ

На підставі проведених досліджень вибрали склад сплавів за вмістом хрому (34-38)%, Al (0,5-3), з яких були виготовлені фідерні плити, корпусні деталі склоплавильних печей, фільєрні живильники для експлуатації у виробничих умовах.

Мікроструктура сплаву з вмістом алюмінію 0,5%, та 1,5% представляє собою хромистий ферит з виділеннями на границях зерен σ -фази, а також незначними виділеннями нітридів та карбідів. Найбільші виділення σ -FeCrMo фази виявлено практично у всіх зонах.

Для сплаву з 4%W виявлено незначні виділення фази типу σ -FeCrW переважно в центрі зразків. В цих зонах сумарний вміст алюмінію та кремнію в центрі зразків складає (0,8-0,9)%, а на поверхні- до 1,3%. В реальних умовах роботи час експлуатації плунжера перевищував 800 год. З аналізу досліджень випливає, що сплави з вольфрамом та вмістом алюмінію до 0,5% в меншій мірі спричинюють утворенню σ -фази порівняно із молібденвмісними сплавами. За даними рентгеноструктурних досліджень фазовий склад зовнішніх шарів поверхні плунжера складається з хромиту, нітридів титану та хрому і не залежить від температури та середовища. В лабораторних умовах за часу випробувань (30-50) год. нітридів титану виявлено не було.

Як на початковій стадії окиснення, так і в умовах експлуатації виробів характерним є утворення оксидів шпинельного типу $FeO(Fe, Cr)_2O_3$, $FeCr_2O_4$ за температури 1573 К, і утворення оксидів алюмінію та кремнію за їх вмісту в сплаві більше 1,5% і 0,35% відповідно.

В реальних умовах експлуатації сплавів спостерігається ліквідація хрому по границях зерен, що суттєвим чином впливає на формування σ -фази за значно вищої концентрації алюмінію та кремнію порівняно з лабораторними випробуваннями. Таким чином як для сплавів плунжера, так і сплавів фідерної плити виділення інтерметалідних визначаються переважно хімічним складом і в меншій мірі температурою. Швидкість зменшення концентрації хрому та алюмінію в деталях, як і втрата питомої маси сплаву описуються степеневу залежністю виду $\Delta q = kt^{1/n}$ з показником $n > 2$, що характеризує бар'єрну дію поверхневих оксидів. В кожному разі ресурс роботи деталей збільшується (15-20)% за наявності алюмінію 1,5% та хрому 37%.

З метою в'яснення довготривалої ЖС досліджено кінетику окиснення сплавів Fe-35%Cr отримана шляхом їх ізотермічної витримки за температури 1573 К протягом 150 год. та її екстраполяцією на 4000 год. за інтегральними даними за втратою питомої маси отриманих в промислових умовах. Можливість екстраполяції побудована на основі закономірності витрат алюмінію, хрому та кремнію в температурно-часовому режимі протягом 150 год. та підтвердженні цього факту закономірною зміною хімічного складу сплаву після 4000 годин.

Проведені дослідження дали змогу окреслити на діаграмі стану залізо-хром область формування двохфазної області за експериментальними даними, за розрахунковою системою ФАКОМП. Легувальні елементи розширюють двохфазну область до концентраційного інтервалу (35-75)%Cr і до температури 1573К.

УДК 620.178.1

М. Грещук, М. Підгурський

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЛАЗЕРНОЇ УДАРНО-ХВИЛЬОВОЇ ОБРОБКИ НА МІКРОТВЕРДІСТЬ ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ СТАЛІ 09Г2С

Зварні шви виконані методом зварювання плавленням умовно поділяють на декілька зон, що відрізняються хімічним складом макро- і мікроструктурою та іншими ознаками. Причиною цього є теплова дія джерела нагрівання, у результаті чого виникають фазові та структурні перетворення. Структурні перетворення часто викликають пониження міцності, механічних і експлуатаційних властивостей металу зварних з'єднань, та призводить до виникнення тріщин. Застосування лазерної ударно-хвильової (ЛУХ) обробки зварного шва та ЗТВ дає можливість провести фазові та структурні перетворення, тим самим змінюючи міцнісні характеристики зварних з'єднань. Тому актуальним є дослідження впливу ЛУХ обробки на мікротвердість металу шва та ЗТВ зварного з'єднання.

У даній роботі досліджується вплив ЛУХ обробки на мікротвердість зварного з'єднання. Для цього використовуються установка для визначення мікротвердості ПМТ-3 та зразки зварних з'єднань.

Зразки виготовлені зі сталі 09Г2С напівавтоматичним способом зварювання в середовищі активних захисних газів. Зразок представляє собою стикове з'єднання двох пластин розмірами 75x15x3 мм. Перпендикулярно до осі шва з одного боку проведено ЛУХ обробку металу шва, ЗТВ та основного металу. Дана обробка проводилась на лазерній установці ГОС-1001 з LiF затвором, що працювала в режимі модульованої добротності. Тривалість імпульсу (t_i) складала 50 нс, густина потоку (g) до 10^9 Вт/см² діаметр плями – 3 мм, енергія імпульсу для кожної з 4-х плям наступна: $\epsilon_1=16,5$ Дж, $\epsilon_2=18$ Дж, $\epsilon_3=16,5$ Дж, $\epsilon_4=20$ Дж, прозоре конденсоване середовище – епоксидна смола.

Вимірювання мікротвердості проводились на установці ПТМ – 3 з наступними параметрами: навантаження 1,962 Н (200 гс) з кроком 0,1 мм.

У результаті досліджень встановлено початкову мікротвердість металу шва, ЗТВ і основного металу зразка та отримано наступні значення: мікротвердість металу шва (H_{μ}) знаходилась в діапазоні 20-25 МПа, у зоні термічного впливу $H_{\mu}=22-28$ МПа, на поверхні основного металу $H_{\mu}=17-20$ МПа.

Після застосування ЛУХ обробки у напрямку, перпендикулярному осі шва, та наступного вимірювання мікротвердості отримано такі значення: мікротвердість металу шва (H_{μ}) знизилась на 5-7% і знаходилась в діапазоні 18-22 МПа, у зоні термічного впливу мікротвердість дещо зросла до значень $H_{\mu}=22-30$ МПа, на поверхні основного металу відбулись суттєві зміни в бік зростання мікротвердості $H_{\mu}=25-35$ МПа.

З отриманих результатів можна зробити висновок, що без використання ЛУХ обробки внаслідок термічного процесу зварювання в значній мірі змінюється мікротвердість металу особливо це помітно на ділянці ЗТВ. Застосування ЛУХ обробки дає змогу дещо знизити ці значення для металу шва зварного з'єднання і навпаки підвищує значення мікротвердості основного металу.

УДК 621.762.4:546.261

І. Коваль, Л. Бодрова, Г. Крамар

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ СПЛАВІВ СИСТЕМИ TiC-VC-WC-NiCr ПРИ СПІКАННІ

Тверді сплави на основі карбиду титану з нікель-хромовою зв'язкою використовують для заміни вольфрамокобальтових твердих сплавів на операціях обробки металів різанням та тиском. Актуальною задачею у цій галузі є пошук шляхів підвищення їх фізико-механічних та експлуатаційних властивостей. Підвищення якості таких матеріалів досягається як ускладненням їх хімічного складу – шляхом легування карбідами інших металів, так і використанням нових технологічних підходів у формуванні структури, таких як нанотехнології, термомеханічна обробка та ін. Особливо цікавим є використання в процесі виробництва твердих сплавів нанопорошків та нанотехнологій, які забезпечують поєднання міцнісних та експлуатаційних характеристик на рівні, недоступному традиційним матеріалам.

Основною операцією технологічного процесу виготовлення сплавів, яка формує їх структуру, а відповідно і властивості, є операція спікання.

В роботі проведено дослідження кінетичних закономірностей та процесу масопереносу сплавів системи TiC-VC-NiCr з легуючими добавками дрібнозернистого та нанорозмірного карбиду вольфраму при спіканні.

Спікання сплавів проводили в вакуумній печі СНВ-1.3.1/20ИІ в інтервалі температур (1000-1400)⁰С з кроком 50-100⁰С, час спікання 5, 20, 40, 60 хв. Кінетику процесу спікання досліджували шляхом вимірювання ущільнення сплавів за діаметром спечених зразків. Кінетичні закономірності ущільнення сплавів при спіканні та енергію активації процесу визначали за степеневим рівнянням:

$$\Delta d/d = k \cdot t^n$$

$\Delta d/d$ – усадка сплавів за діаметром;

k, n – константи, що залежать від температури;

t – час спікання.

Встановлено, що для сплавів як з дрібнозернистим, так і нанодисперсним карбідом вольфраму процес спікання відбувається у дві стадії – твердофазного та рідиннофазного спікання. На стадії твердофазного спікання реалізується механізм в'язкої текучості та конденсації, а на стадії рідиннофазного спікання – перекристалізації через рідку фазу та об'ємної і поверхневої дифузії.

Для сплавів з дрібнодисперсним WC на стадії твердофазового спікання при температурі до 1300⁰ С ущільнення відбувається шляхом ТФС за рахунок просторової перебудови карбідних зерен, імовірно, ротаційним перегрупуванням за механізмом в'язкої текучості і конденсації. При температурах 1350⁰С-1400⁰С спікання відбувається з участю рідкої фази і супроводжується об'ємною та поверхневою дифузією.

Сплави з нанодисперсним WC переважно ущільнюються на стадії твердофазного спікання і в меншій мірі на стадії рідкофазного спікання, що дає змогу одержати максимальну густину сплавів при нижчих температурах спікання.

Таким чином, легування карбідної основи твердих сплавів TiC-VC-NiCr нанодисперсним WC дає змогу знизити температуру спікання до 1350⁰С і є ефективним способом активування процесу спікання.

УДК 621.77; 621.314

Я. Ковальчук, Н. Шингера

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ТРИМКА ЗДАТНІСТЬ БУДІВЕЛЬНОЇ ПІДКРОКВ'ЯНОЇ ЗВАРНОЇ ФЕРМИ ПРИ ДІЇ СТАТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Дослідження поведінки зварної підкрокв'яної ферми під дією статичних навантажень методами натурного і комп'ютерного моделюючого експерименту виконано на фізичній моделі ферми розмірами 600x120 мм виготовленої зі сталюого кутникового профілю 25x25x3 мм (рис. 1) [1].

Метою роботи є порівняння результатів комп'ютерних розрахунків та натурних експериментальних досліджень зварної ферми під дією статичних навантажень.

Запропонована схема навантажування дослідного зразка при виконанні натурного експерименту (рис. 2), яка ідентифікує роботу зварної конструкції.

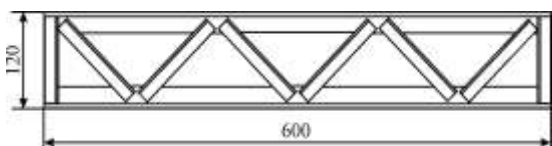


Рис. 1. Конструкція фізичної моделі зварної ферми

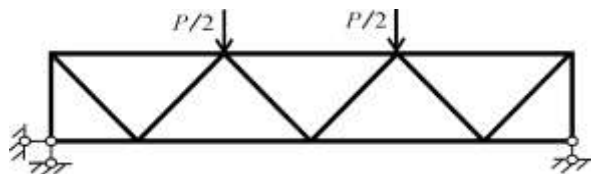


Рис. 2. Схема навантажування зразка при виконанні натурного експерименту

Натурним експериментом на сервогідролічній випробувальній машині СТМ-100 досліджено 5 зразків. Комп'ютерний моделюючий експеримент виконано з використанням прикладного програмного пакету ANSYS.

Побудовано суміщену діаграму деформування досліджуваних зразків зварної ферми (рис. 3) та графік співпадання результатів натурного $\delta_{експ}$ та комп'ютерного моделюючого експериментів $\delta_{розра}$

$$C = \delta_{розра} / \delta_{експ}.$$

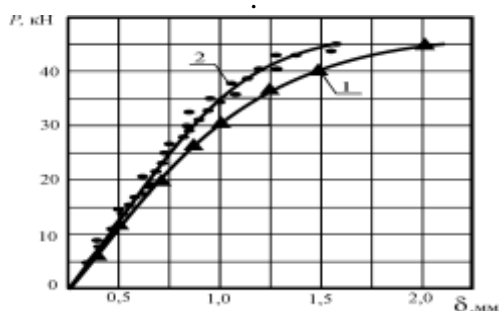


Рис. 3. Діаграма деформування фізичної моделі зварної ферми за результатами комп'ютерного моделюючого (1) та натурного (2) експериментів

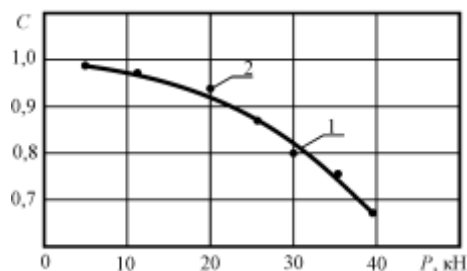


Рис. 6. Співпадання C деформацій за результатами експериментів: 1 – розрахункові точки; 2 – лінійна апроксимація результатів

Очевидним є факт задовільного узгодження отриманих результатів при низьких рівнях навантаження і незадовільного при високих навантаженнях через імовірнісну природу формування пошкоджень під впливом дефектів зварювання, лікваций в матеріалі, температурним впливом в навколошовній ділянці тощо.

Перелік посилань

1. Лобанов Л.М. Сварные строительные конструкции / Лобанов Л.М., Махненко В.И., Труфяков В.И. – К.: Наук. Думка, 2005 – 416 с.

УДК 621.77; 621.314

Я. Ковальчук, Н. Шингера, О. Рибачок, А. Бойчук, М. Бобик

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ХАРАКТЕР ДЕФОРМУВАННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ПІДКРОКВ'ЯНОЇ ЗВАРНОЇ ФЕРМИ ПРИ ЗМІНІ ТЕМПЕРАТУРИ

Атмосферні зміни температури зумовлюють у зварних металоконструкціях деформації, створюють внутрішні напруження, знижуючи їх тримку здатність та довговічність.

Метою роботи є виявлення характеру деформування реальної зварної конструкції ферми при температурних змінах, близьких до кліматичного діапазону.

Дослідження деформаційної поведінки зварної підкрюкв'яної ферми [1] при температурних змінах виконано методами натурного експерименту на фізичній моделі конструкції розмірами 2000x400 мм зі сталевого кутникового профілю 40x40x5 мм.

Натурний експеримент виконано на установці (рис.1, 2), куди встановлювали ферму після нагрівання до 130⁰С. Температура конструкції впродовж охолодження визначалась інфрачервоним термометром. Температурні деформації у вузлах ферми, в поздовжніх та в поперечних елементах визначалась індикаторами часового типу з точністю 0,01 мм.



Рис. 1. Конструкція експериментальної установки

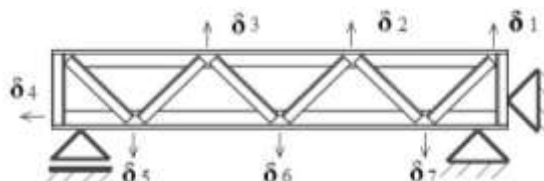


Рис. 2. Схема базування зразка при виконанні натурного експерименту

За результатами експериментального дослідження шляхом 5-разового нагрівання і охолодження дослідного зразка й статистичного опрацювання отриманих результатів виявлено практично лінійну залежність температурних деформацій для вузлів верхнього пояса (індикатори δ_2 , δ_3), поперечної та поздовжньої частини ферми (індикатори δ_1 , δ_4) (рис. 3).

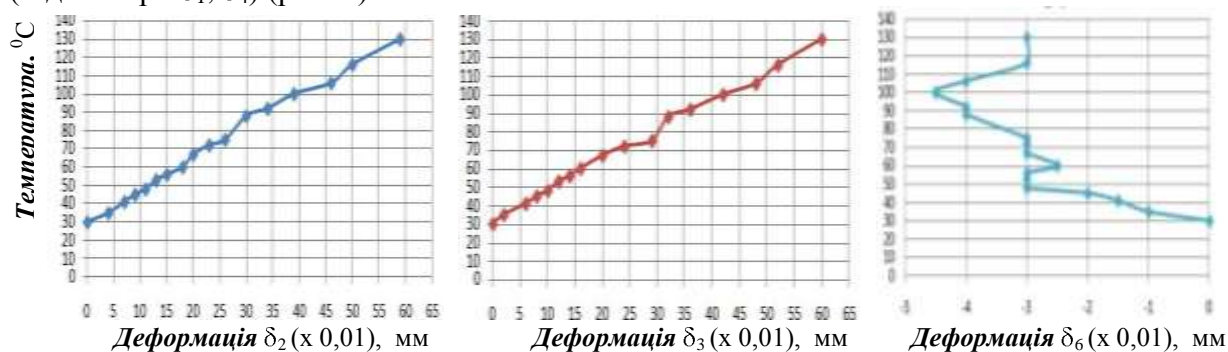


Рис. 3. Характер деформування підкрюкв'яної зварної ферми при зміні температури

Для вузлів нижнього пояса (індикатори δ_5 , δ_6 , δ_7) отримана складніша неоднозначна залежність, яка підкреслює взаємний вплив елементів ферми на його деформаційну поведінку при зміні температури.

Перелік посилань

1. Лобанов Л.М. Сварные строительные конструкции / Лобанов Л.М., Махненко В.И., Труфяков В.И. – К.: Наук. Думка, 2005 – 416 с.

УДК 539.3:620.179.17

П. Марущак, І. Коноваленко, І. Данилюк, У. Сало

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

АНАЛІЗ РОЗПОРОШЕНИХ ТА ЛОКАЛІЗОВАНИХ МІКРОДЕФОРМАЦІЙНИХ УТВОРЕНЬ

Проблема забезпечення експлуатаційної надійності конструкцій підвищеного ризику (у металургії, авіації, атомній енергетиці та ін.) є однією з найбільш важливих для технічного діагностування. Зниження тривалості непрогнозованих простоїв, зумовлених технічними несправностями, уникнення аварій з важкими наслідками, вимагає підвищення вимог до діагностування технічного стану елементів конструкцій.

Відомо, що продуктивність технологічного обладнання та транспортних систем визначається не лише конструктивними параметрами, але й показниками довговічності окремих вузлів, тривалістю підготовки устаткування до роботи, зручністю обслуговування і ремонту. Проте, не зважаючи на певні успіхи, досягнуті у підвищенні надійності їх роботи, не завжди вдається уникнути непрогнозованого руйнування. Це пояснюється насамперед деградацією в реальних експлуатаційних умовах накопиченням розпорошених пошкоджень, їх локалізацією та зародженням тріщин. Тому вивчення процесів накопичення розпорошених пошкоджень з метою встановлення їх впливу на локалізацію деформацій є важливим завданням.

Досліджували макро- та мікросвидкість росту втомних тріщин у призматичних біметалевих зразках з бічним надрізом (SENT) за одновісного циклічного розтягу з частотою навантажування 0,1 Гц. Зразки вирізали з біметалевого ролика МБЛЗ. Попередньо у зразках зароджували втомні тріщини за частоти 25,0 Гц. Злами зразків досліджували методом електронної фрактографії за допомогою растрового електронного мікроскопу типу РЕМ-106И.

Комплексність методології, що пропонується, визначається удосконаленням інженерного фрактодіагностування, на підставі використанням деформаційних утворень як фізичних параметрів кінетики втомного пошкодження та руйнування, рис. 1.

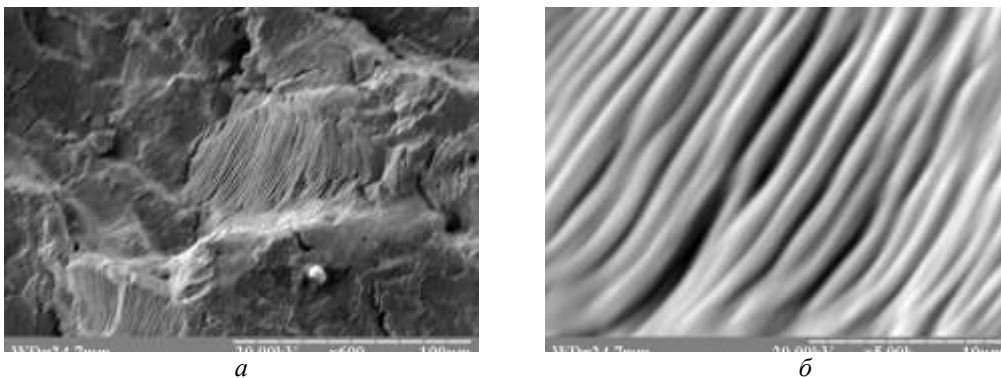


Рис. 1. Морфологічні особливості втомних борозенок сталі 25Х1М1Ф

Розроблене методичне забезпечення використовує загальний інструментальний підхід – комп'ютеризований оптико-цифровий аналіз стану поверхні. Доопрацьовано автоматизований метод псевдостереоскопічного аналізу висоти втомних борозенок. Метод полягає у визначенні баз вимірювання та аналізованих висотних відміток стереопари та автоматичному обчисленні шуканої величини із урахування кута повороту.

Запропоновано низку рекомендацій, які дозволяють урахувати оптико-цифрові особливості аналізованих об'єктів та забезпечити точність та відтворюваність результатів. Метод є ефективним для порівняльного аналізу традиційних і нових матеріалів та оцінювання інтенсивності деградаційних процесів металу тривало експлуатованих конструкцій.

УДК 621.762

В. Сушинський, Г. Крамар, Л. Бодрова

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РЕНТГЕНОСТРУКТУРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СПЛАВІВ НА ОСНОВІ TiC-NbC- WC ІЗ ЗВ'ЯЗКОЮ НАНО-Ni -Cr

Для заміни вольфрамокобальтових твердих сплавів на операціях чистової та напівчистової обробки різанням і при обробці тиском використовують сплави на основі карбіду титану. Однак, проблемним питанням у використанні сплавів на основі карбіду титану є недостатньо високі механічні властивості. Підвищити ці властивості можна шляхом оптимізації хімічного складу сплавів, зокрема, легуванням карбідної основи та використанням в якості металів зв'язки вихідних порошків нанорозмірів. Нанокристалічні матеріали здатні забезпечити поєднання високих механічних властивостей за рахунок зміни структури.

В якості легуючих компонентів карбідної основи перспективними з точки зору підвищення механічних властивостей є карбіди ніобію і вольфраму. Зокрема, карбід ніобію підвищує жаростійкість, твердість та тріщиностійкість сплаву і в кількості до 5% (мас.) подрібнює карбідні зерна. Карбід вольфраму в невеликих кількостях додають з метою підвищення в'язкості та міцності. Введення хрому до складу металічної зв'язки збільшує жаростійкість та опір повзучості. Значний інтерес викликає наближення складу зв'язки до складу жаростійких ніхромових сплавів. Особливі перспективи відкриваються при використанні нікелю нанорозмірів, як основи цементуючої зв'язки, оскільки малі розміри наночастинок призводять до фазових і структурних перетворень.

У даній роботі досліджували вплив технологічних параметрів і вмісту нікель-хромової зв'язки на фазовий та структурний склад твердих сплавів. Сплави для дослідження отримували методом порошкової металургії. Для їх виготовлення були використані порошки карбідів титану, ніобію і вольфраму марки "ХЧ" виробництва Донецького заводу хімреактивів. Використано NiCr зв'язку у співвідношенні компонентів 3:1 з дрібнодисперсного порошку нікелю, а також нанорозміру. Дрібнодисперсні метали зв'язки нікель і хром використовували із вмістом основного компоненту не менше 99,8% та нано-Ni виробництва "Nanostructured and Amorphous Materials, Inc" (Houston, USA) з розміром частинок 70 нм і вмістом основного компоненту 99,8%. Спінання проводили у вакуумі $1,33 \times 10^{-3}$ Па. при температурах 1300⁰С, 1350⁰С, 1400⁰С. Час витримки 20 хвилин. Рентгенівський фазовий аналіз здійснювали на дифрактометрі «Дрон 3» в СоК α випромінюванні. Мікрорентгеноспектральний аналіз проводили на електронному мікроскопі SELMI «PEM-106.И».

Дані рентгенівського фазового аналізу свідчать про те, що основними фазами розроблених сплавів є твердий розчин на основі TiC - (Ti, Nb, W)C та твердий розчин на основі нікелю. Для сплавів характерна кільцева структура карбідних зерен. Встановлено, що введення Ni нанометричних розмірів у зв'язку сприяє зменшенню розміру як зовнішнього, так і внутрішнього периферійних шарів. У сплавах, отриманих в умовах рідиннофазового спікання остаточний склад зв'язки залежить, в першу чергу, від взаємної розчинності фаз під час спікання. Межа розчинності карбіду вольфраму у нікелі складає 12% (мас.), стільки ж – карбіду хрому, карбіду титану – 5% (мас.), карбіду ніобію – 3% (мас.). У металічній зв'язці в значній виявлено вуглець, що в поєднанні з даними рентгенівського аналізу дає можливість говорити про утворення карбідів нікелю та хрому, тобто має місце дисперсійне зміцнення зв'язки. Очевидно, крім дифузії Nb, W, Ni, Cr в зерно TiC має місце зустрічна дифузія титану та металів легуючих карбідів у металічну зв'язку.

Секція: ЕЛЕКТРОТЕХНІКА І СВІТЛОТЕХНІКА

Керівники: проф. В. Андрійчук, проф. П.Євтух, проф. М. Тарасенко

Секретар: доц. В. Коваль

УДК 535.247.4

В. Андрійчук, Я. Осадца

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

**ВИМІРЮВАННЯ КООРДИНАТ КОЛІРНОСТІ СВІТНИХ
ОБ'ЄКТІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ФОТОКАМЕР З МАТРИЧНИМИ
ОПТИЧНИМИ ПЕРЕТВОРЮВАЧАМИ**

Сучасні світлотехнічні пристрої ставлять задачі дистанційного вимірювання параметрів світлового поля. Одним із таких параметрів є координати колірності. Способом підвищення інформативності та оперативності колориметричних вимірювань є одночасне отримання даних всієї поверхні об'єкта, що можливе при використанні засобів з високим просторовим розширенням. Такими засобами є матричні оптичні перетворювачі та фотокамери на їх основі. Цей підхід дає змогу проводити колориметричні вимірювання поверхонь пам'ятників та об'єктів архітектури.

З допомогою цифрової фотокамери кольорове зображення світлого об'єкта формується комбінацією декількох монохроматичних зображень. Найбільш зручно для формування зображення є система кольорів RGB, де базовими кольорами є червоний, зелений та синій. Для представлення зображення в стандартній системі кольорів XYZ необхідно матрицю кольорів RGB помножити на матрицю переходу M :

$$\begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix} = M \cdot \begin{pmatrix} R \\ G \\ B \end{pmatrix}. \quad (1)$$

В системі XYZ координата Y визначає яскравість зображення. Оскільки зображення, отримані цифровими фотокамерами відповідають стандартам sRGB та Adobe RGB, то більш коректними матрицями переходу є:

$$M_{sRGB} = \begin{pmatrix} 0,412 & 0,358 & 0,180 \\ 0,213 & 0,715 & 0,072 \\ 0,019 & 0,119 & 0,950 \end{pmatrix}, M_{Adobe\ RGB} = \begin{pmatrix} 0,577 & 0,186 & 0,188 \\ 0,297 & 0,627 & 0,007 \\ 0,027 & 0,071 & 0,991 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Координати колірності x, y, z пов'язані з координатами кольору X, Y, Z за допомогою співвідношень:

$$x = \frac{X}{X+Y+Z}, y = \frac{Y}{X+Y+Z}, z = \frac{Z}{X+Y+Z}. \quad (3)$$

В даній роботі проведено вимірювання координат колірності x, y, z поверхні пам'ятника Соломії Крушельницької у м. Тернопіль. В якості вимірювального пристрою було використано фотокамери марок OLYMPUS E 420 та SONY Cyber Shot DSC-S-700. Розрахунок координат колірності здійснювали в пакеті MATLAB за допомогою спеціально розробленої програми, алгоритм якої полягає у наступному:

1. Зображення, отримані за допомогою фотокамер представлялися у вигляді двовимірних таблиць в системі кольорів RGB.

2. В залежності від стандартів, яким відповідали зображення, за формулами (1) та (2) зображення представляли в системі XYZ.

3. По отриманим значенням координат кольору X, Y, Z за формулами (3) визначали координати колірності x, y, z поверхні.

УДК 621.315.2

О. Вакуленко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

МЕТОД ВРАХУВАННЯ СТУПЕНЯ ЗАПІКАННЯ ПРИ ОЦІНЮВАННІ ТЕМПЕРАТУРНОГО ІНДЕКСУ ЕМАЛЬОВАНИХ ПРОВОДІВ

Надійність обмоткових елементів електричних машин і апаратів залежить від їх здатності витримувати широкий спектр експлуатаційних навантажень. Тому, надзвичайно великого значення набуває вибір як певного типу емальованого проводу, так і величини його температурного індексу.

Відома експрес-методика оцінювання температурного індексу емальованих проводів типу ПЕТ-155, ПЭЭИ-180, ПЕТД-2-200 та ін. полягає у замірі залежності $tg \delta T$ при частоті 1000 Гц в діапазоні температур (100...260)⁰С з використанням методу «двох дотичних». Методика дає стійкі повторювані результати для переважної більшості досліджуваних обмоткових проводів.

Однак, при оцінюванні температурного індексу деяких емальованих проводів виникало хибне представлення щодо реального значення цього показника, причому, в бік його зменшення. В цьому випадку температурна залежність $tg \delta T$ має або проміжний максимум в діапазоні температур (110...130)⁰С, або ділянка різкого зростання $tg \delta T$ має зсув у бік нижчих температур.

Встановлено, що похибка у визначенні температурного індексу зумовлена недостатнім ступенем запікання лакового шару ізоляції по товщині внаслідок порушення технології виготовлення емальованого проводу, як правило, це - завищення швидкості при запіканні.

Проведеними дослідженнями визначені температурні режими урівноваження якісних показників лакового шару ізоляції – температури допикання. Так, для обмоткового емальованого проводу марки ПЕТ-155 таким режимом є: температура – (260±5)⁰С, тривалість витримки на повітрі – (2...6) год. в залежності від діаметра проводу. Числові характеристики режимів допикання визначені з динаміки руху максимумів T_x (змінне значення температури) та $T_{ант}$ (усталене значення температури) на графіках залежності $tg \delta T$. Встановлено також, що при наведеному вище режимі допикання не виявлене додаткове теплове старіння ізоляції.

При постійній температурі хімічної реакції ступінь завершення процесу запікання лакового шару визначається його тривалістю й величиною енергії активації, яка в ~ (2...3) рази перевищує енергію активації діелектричної релаксації. Тому, постійна часу хімічної реакції, наприклад, при температурі 260⁰С для поліефірімідного лаку емальованого проводу марки ПЕТ-155 буде перевищувати тривалість діелектричної релаксації в ~ (1...10)·10³ разів.

Процес діелектричної релаксації проявляється при температурах більш низьких, ніж процес хімічної реакції структурування молекули полімеру, а тривалість діелектричної релаксації збільшується з підвищенням ступеня структурування. Діелектрична релаксація, з притаманною їй малою тривалістю процесу встановлення, встигає відслідковувати, наприклад, динаміку реакції поліконденсації з утворенням поперечних хімічних зв'язків.

Таким чином, метод діелектричної релаксації може служити критерієм ступеня завершеності хімічної реакції запікання лакового шару емальованого проводу.

УДК 621.327

М. Гнатович, Я. Осадца

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СВІТЛОВОГО ПОЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СВІТЛОДІОДІВ

Використання світлодіодів (СД) у світлокультурі рослин є перспективним завдяки їх високій світловій віддачі, можливості регулювати спектр випромінювання та змінювати геометричні параметри опромінювальних установок. Відсутність інфрачервоного випромінювання дає змогу максимально наблизити опромінювачі до поверхні рослин. Великою перевагою СД світильників є економія електроенергії, в порівнянні з іншими джерелами світла, що для теплиць є дуже важливим фактором. Тому актуальним є розробка та розрахунок світлотехнічних параметрів світлових приладів на основі СД для світлокультури рослин.

Метою даної роботи була розробка СД опромінювача для міні-теплиць, які використовуються для навчально-методичних та наукових робіт з дослідження процесів фотосинтезу.

За основу міні-теплиці було взято теплицю «Флора». В якості опромінювача вибрали матрицю з СД білого кольору свічення типу EDEW з кутом розсіювання 62° та світловим потоком 120 лм, що розміщені у 5 рядів. Кольорова температура становить 6000К, що особливо підходить для хорошого росту рослин. Висота підвісу $h=0,3$ м. Модель опромінювальної установки приведена на рис. 1.

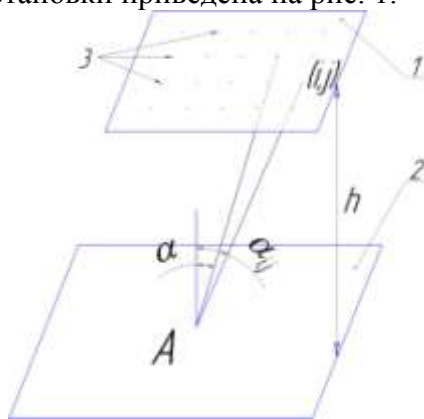


Рис. 1. Модель опромінювальної установки
1 – СД матриця; 2 – освітлювальна поверхня; 3 – світлодіоди.

СД розміщено таким чином, що їх оптична вісь є перпендикулярною до освітлювальної поверхні. Освітленість точки А від одного СД визначається за формулою.

$$E_A = \frac{I_\alpha \cos^3 \alpha}{h_p^2},$$

де E_A - освітленість в т. А; I_α - сила світла; α - кут між нормаллю проведеною до площини і світловим променем, що йде від одного СД в т. А; h_p - розрахункова висота.

Формула для визначення освітленості в точці А від N СД:

$$E_A = \sum_{i,j=1}^N \frac{I_{\alpha ij} \cos^3 \alpha_{ij}}{h_p^2},$$

В роботі проведено розрахунок освітлення дослідної ділянки, розмірами $0,31\text{ м} \times 0,31$ м, та здійснено оптимізацію розташування СД в матричному опромінювачі. При цьому була отримана середня освітленість поверхні 3200 лк.

УДК 621.382

А. Головатий

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОЗРОБКА МЕТЕОСТАНЦІЇ НА AVR-МІКРОКОНТРОЛЕРІ

Розроблено метеостанцію на AVR-мікроконтролері ATmega32, цифрових сенсорах температури DS18B20, вологості SHT75 та сенсорі тиску MPX4115 для вимірювання метеоданих (температур, відносної вологості і атмосферного тиску), їх збереження та виводу на рідкокристалічний дисплей. Програмне забезпечення для метеостанції створено на мові C в середовищі WinAVR.

Основні характеристики:

- Робоча напруга живлення 5 В (DC).
- Графічний монохромний рідкокристалічний дисплей (LCD) 84x48 пікселів.
- Годинник реального часу.
- Діапазон вимірювання температури внутрішнього сенсора від -55°C ... $+125^{\circ}\text{C}$, точність $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.
- Діапазон вимірювання температури зовнішнього сенсора від -40°C ... $+120^{\circ}\text{C}$, точність $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$.
- Діапазон вимірювання відносної вологості від 10 ... 90 %RH, точність $\pm 1,8\% \text{RH}$.
- Діапазон вимірювання атмосферного тиску від 15 (113 мм.рт.ст.) ... 115 кПа (862 мм.рт.ст.), точність $\pm 1,5\text{ кПа}$ ($\pm 11\text{ мм.рт.ст.}$).
- Збереження метеоданих в EEPROM.

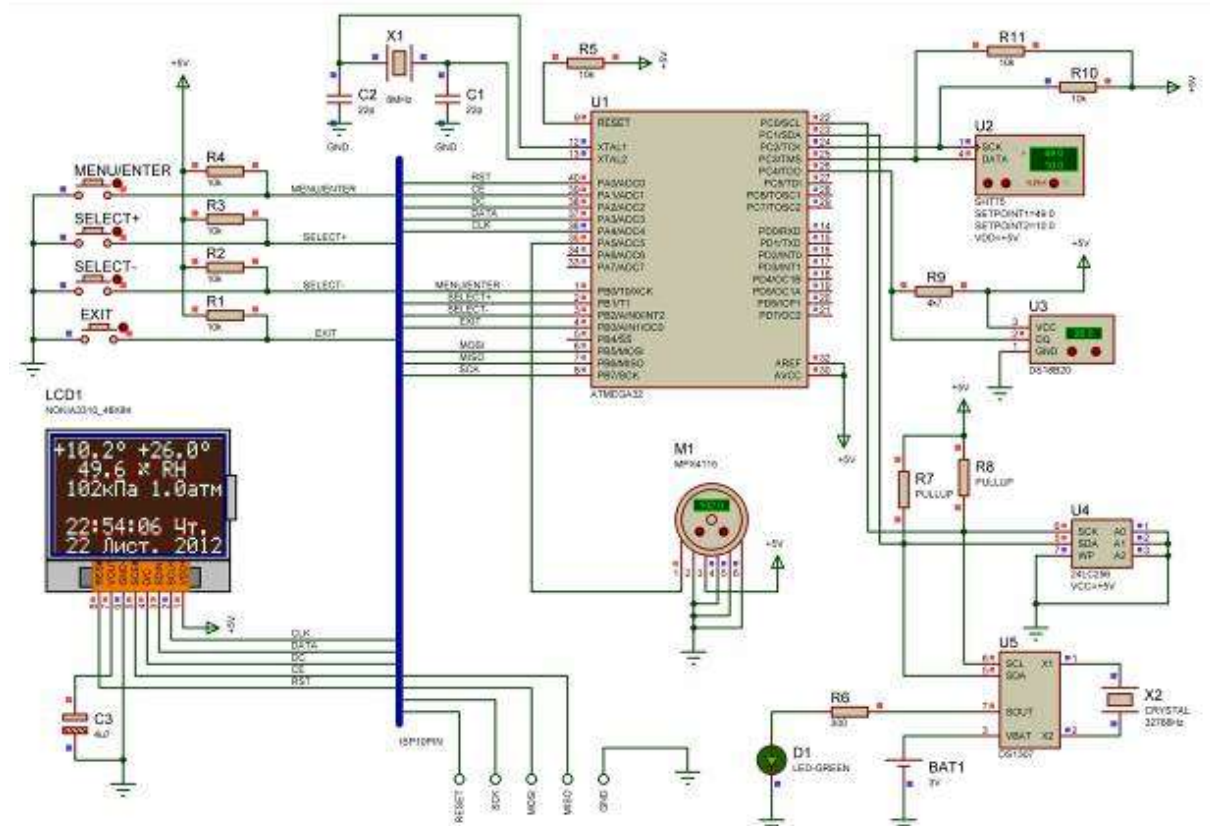


Рис.1. Електрична принципова схема метеостанції на мікроконтролері ATmega32

УДК 621.47

В. Закордонець, Н. Кутузова

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

СТАБІЛІЗАЦІЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ СВІТЛОДІОДНИХ СИСТЕМ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИМИ МОДУЛЯМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Зменшення робочої температури світлодіодів (СД) відповідає експоненціальному збільшенню їх надійності і терміну експлуатації. Звичайні повітряні вентилятори вже не здатні справитися з постійно зростаючими тепловими потоками, а рідинні системи охолодження громіздкі і важко інсталюються в освітлювальну систему. Дана проблема може бути розв'язана шляхом застосування термоелектричного охолодження. Важливою перевагою термоелектричного охолодження є можливість регулювання температури СД у широкому діапазоні. Застосування термоелектричних модулів охолодження (ТЕМО) завжди пов'язане з використанням того чи іншого радіатора, який повинен розсіяти не тільки тепло, яке виділяє світлодіод, але і тепло Джоуля, яке виділяється в термоелементі при проходженні через нього електричного струму. При експлуатації СД часто виникає необхідність просторово розділити джерело тепла та джерело холоду. Така ситуація виникає, наприклад, коли СД є складовою частиною світлодіодної системи з щільною упаковкою світлодіодів. В цьому випадку необхідно передбачити можливість спряження ТЕМО і СД спеціальними високотеплопровідними теплопроводами. При цьому для ефективного охолодження СД з високим рівнем теплогенерації необхідно використовувати ТЕМО з високою холодопродуктивністю.

В роботі, в результаті розв'язку системи рівнянь теплопровідності і теплогенерації знайдено температуру перегріву найгарячішої ділянки активної зони світлодіода

$$\Theta_1 = P_g R_1' \left[1 + \frac{1}{\sigma sh} \frac{R_2'}{R_1'} \left(ch - \frac{P_c}{P_g} \right) \right], \quad (1)$$

де P_c - теплова потужність яка поглинається холодною поверхнею ТЕМО, P_g - теплова потужність світлодіода.

Очевидно, що ТЕМО повинен поглинати потужність не меншу ніж потужність світлодіода, оскільки, в протилежному випадку стабілізація температурного режиму буде неможлива. Якщо ТЕМО буде поглинати надлишкову потужність, то на його холодній поверхні буде утворюватися конденсат, що може привести до короткого замикання. Режим роботи ТЕМО визначається холодильним коефіцієнтом

$$\varepsilon = \frac{P_c}{P} = \frac{\alpha T_c I - 0.5 I^2 R - \kappa (T_h - T_c)}{\alpha (T_h - T_c) I + I^2 R}, \quad (2)$$

де $P = P_h - P_c$ - потужність, яка споживається ТЕМО, T_c , і T_h - температура гарячої і холодної поверхні відповідно, α - коефіцієнт диференціальної термоЕРС, κ і R - теплова провідність та опір ТЕМО, I - струм.

Очевидно, що єдино можливим способом зробити використання ТЕМО ефективним є застосування електронного блока, який зможе регулювати споживану потужність ТЕМО в залежності від температури активної зони світлодіода.

УДК 697.329; 697.7; 696.4

М. Зінь, Ю. Підгайний

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ СОНЯЧНИХ КОЛЕКТОРІВ ДЛЯ ПОТРЕБ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ Й ОПАЛЕННЯ

Ріст цін на традиційні енергоносії, особливо на природний газ, мимоволі заставляє все більшу кількість громадян України усе частіше задумуватися про альтернативне енергозабезпечення. Якщо глянути на небо в денний час, то там ми побачимо Сонце, якщо воно не сховалося за хмарами, або хмари, які суцільно або частково вкривають небозвід. Сонце дає Землі енергію. Але ми її використовуємо недостатньо з причини надто високої вартості необхідних для цього технологій. Ціна сонячної енергетики стабільна в часі, а з ростом обсягів виробництва вона буде лише падати. Технології для використання енергії традиційних енергоносіїв невпинно дорожчають у зв'язку з ростом цін на самі ці енергоносії. Сьогодні ми переживаємо часи, коли ціни цих принципово різних технологій стали приблизно однаковими.

Енергію Сонця як альтернативу природному газу найпростіше використовувати для потреб теплозабезпечення. Усім нам круглий рік потрібна гаряча вода, а коли надворі холодно – ще й опалення наших домівок, аудиторій, кабінетів, цехів, басейнів та ін. Обидві потреби дуже успішно може задовольнити Сонце. Для цього в систему теплопостачання потрібно включити спеціальний пристрій - сонячний колектор.

Сонячний колектор працює лише в денний час. На ринку представлені колектори, що гріють воду навіть тоді, коли Сонце сховалося за хмарами, і навіть за температури до мінус 30 град. Цельсія включно. А як бути вночі, коли сонця нема? Щоб гаряча вода та тепло подавались споживачам і в темну пору доби, в систему теплозабезпечення потрібно включити акумулятор тепла – теплобак. Теплобак заряджається теплом вдень, а розряджається, за потреби, вночі.

Найпоширеніші два види сонячних колекторів – плоскі та вакуумні трубчасті. Плоский колектор являє собою мідяний лист зі спеціальним покриттям, яке добре поглинає сонячне тепло. До цього листа приварено мідяні трубки невеликого діаметру, якими циркулює незамерзаючий теплоносій, що здійснює відбір сонячного тепла. З метою кращого збереження тепла колектор відгороджують від навколишнього середовища скляною поверхнею. Плоский сонячний колектор – відносно проста, надійна і довговічна конструкція. Проте він має один недолік, причому значний – він гріє воду лише влітку і тільки тоді, коли на нього потрапляють прямі сонячні промені.

Вакуумний трубчастий колектор – конструкція, яка, на відміну від плоского колектора, гріє воду круглорічно - навіть за хмарної погоди і за низьких температур зовнішнього повітря (до мінус 30°C). Це можливо завдяки використанню в ньому глибокого вакууму як найкращого в світі теплоізолятора, а також теплової труби – пристрою, який передає велику кількість тепла на відстань за рахунок безперервного циклічного протікання енергоємних фазових перетворень «рідина - пара» - «пара - рідина». Поєднання в одній конструкції декількох високих технологій робить вакуумний трубчастий сонячний колектор незаперечним лідером на ринку обладнання, що призначене для використання енергії сонячного випромінювання.

Кафедра енергозбереження та енергетичного менеджменту ТНТУ ім. І. Пулюя розпочала співпрацю з науково-виробничим підприємством «Теплобак» (м. Тернопіль), яке виготовляє на власних виробничих потужностях різноманітне обладнання для альтернативного теплозабезпечення.

УДК 621.327

В. Коваль, М. Тарасенко, І. Лучейко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВПЛИВ РОЗМІРУ СВІТНОГО ТІЛА НА КСС СП ПРИ ЗАМІНИ ЛАМП РОЗЖАРЮВАННЯ НА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ЛАМПИ

Рекламні кампанії фірм виробників стверджують, що застосування компактних люмінесцентних ламп (КЛЛ) замість ламп розжарювання (ЛР) призведе до економії електроенергії, а значить і до економії коштів по утриманню та експлуатації освітлювальної установки. Якщо говорити із точки зору споживання електроенергії, то це дійсно так. Проте необхідно не забувати про вплив такої заміни на людину, яка працює та відпочиває при освітленні «модернізованими» освітлювальними установками. У зв'язку із економією коштів енергоефективні лампи просто вкручують у світлові прилади (СП), де раніше працювали ЛР, забуваючи що їх оптична система, розрахована на точкове джерело світла. Якщо світлові прилади призначені для загального освітлення, де крива сили світла (КСС) не відіграє значної ролі, то таку заміну можна проводити. У випадку застосування у світлових приладах світлоспрямовуючих систем може виникнути невідповідність КСС заявленої виробником світлового приладу тій, яку він формує із енергоефективними лампами. Саме дослідженням зміни КСС та рівня освітлення на робочій поверхні при заміні ЛР на енергоефективні лампи присвячена дана доповідь.

Для досліджень взято світильник місцевого освітлення із параболічним концентратором світлового потоку, покритого білою емаллю, який розрахований на роботу із ЛР потужністю 75 Вт. Поетапно проводилася заміна ЛР на КЛЛ із різними формами колби та світлодіодною лампою. На першому етапі, із використанням розробленої та сконструйованої автоматизованої установки, виміряно величину освітленості на робочій поверхні, яка створюється досліджуванним світловим приладом. На другому етапі виконано вимірювання КСС світлових приладів.

Проаналізувавши отримані результати досліджень зроблено наступні висновки:

1. Значний вплив на розподіл освітленості по робочій поверхні має форма колби КЛЛ:

а. при спіральній, 2П та 3П-подібній формі світного тіла крива розподілу освітленості КЛЛ по характеру наближається до ЛР, але за величиною нижча, що пояснюється невідповідністю потужностей замінених ламп як це пропонує їх виробник та некоректним розподілом світлового потоку у просторі;

б. при збільшенні розміру світного тіла джерела світла КСС світлового приладу стає більш широкою і у деяких випадках із провалом по центру;

2. При використанні світлодіодних джерел світла замість ЛР важливу роль грають не лише світлорозподільчі характеристики світлового приладу, а власної оптичної системи.

3. При впровадженні нових енергоефективних джерел світла у спеціалізованих освітлювальних установках в першу чергу потрібно розробити нові світлові прилади, які б розподіляли світловий потік у просторі відповідно до вимог, що ставляться до такого типу освітлювальних установок.

УДК 621.32(075.8)

К. Козак

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

КОНЦЕПЦІЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ОСВІТЛЕННЯ

Штучне освітлення складає суттєвий процент (більше 15 %) у глобальному енергоспоживанні сучасного суспільства. У країнах ЄС у будівлях споживається близько 40 % усієї виробленої електроенергії, при чому, на освітлення витрачається 50 % в офісних приміщеннях, 20-30 % в лікарнях, 15 % на підприємствах, 10-15 % в школах і 10 % в житлових приміщеннях. Саме тому, енергетичні витрати на освітлення визначають у значній мірі світлотехнічний рівень галузі й країни в цілому. Тобто, ступінь розвитку держав характеризується світлозабезпеченістю цієї держави при мінімізації енергоспоживання, а саме, параметрами Млм·год/(люд.·год) і кВт·год/(Млм·год). Тому, раціональне використання електроенергії на штучне освітлення є основним завданням глобальної політики сучасності.

Аналіз літературних джерел та публікацій показав, що в сучасній науковій літературі існують різні способи розрахунку й оцінки енергоефективності освітлення. Проте, універсальної достовірної концепції оцінки досі не існує. В основному оцінка енергоефективності освітлення багатьма авторами здійснюється за величинами світлової віддачі та середньої тривалості світіння (СТС). Але на сучасному етапі, в епоху напівпровідникових ДС, у яких потужність не перевищує 15 Вт, а ціна становить декілька сотень гривень, цей підхід не дає достовірних результатів і потребує доопрацювання. Саме тому метою даної роботи й стало розроблення такої концепції оцінки енергоефективності освітлення на етапі проектування, яка б включала в себе всі основні цінові та експлуатаційні параметри з метою створення балансу між комфортним освітленням та енергоефективністю.

Відомо, що ефективність електричного освітлення можна оцінювати і витратами електроенергії на освітлення 1 м² площі приміщень. Уведений в 1995 році федеральний стандарт США Ashrae/IES 90.1-90R установлює витрати електроенергії на освітлення 1 м² площі приміщення в розмірі 1,4-20,4 Вт при нормі освітленості E=500 лк. Цю величину пропонується брати за основу при оцінці енергоефективності як джерел світла, так і освітлювальних установок в цілому. На жаль, вона не враховує впливу основних збурювальних факторів на такі параметри джерел світла як інтенсивність спаду світлового потоку та СТС в процесі експлуатації, вартість власне ДС та необхідної для його роботи пускорегулювальної апаратури, річну тривалість використання освітлювальної установки, залежність параметрів ДС від таких збурювальних факторів як температура оточуючого середовища, коливання напруги мережі, втрати в ПРА, коефіцієнт амплітуди струму через лампу, частоту напруги живлення тощо.

Ще менш продуктивним є підходи, які базуються при оцінці енергоефективності ДС на вартості одиниці світлового потоку або величині світлової віддачі. Попередні розрахунки показали, що для отримання достовірної оцінки енергоефективності ДС необхідно враховувати не тільки кількісні та якісні їх параметри, але й цінові. В повній мірі цим вимогам відповідає підхід, який базується на визначенні вартості одиниці світлової енергії за СТС з урахуванням впливу основних збурювальних факторів на електричні, світлотехнічні та експлуатаційні характеристики не тільки ДС, але й світових приладів, а також необхідність і вартість утилізації.

УДК 621.316.327.533

В. Липовецький

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

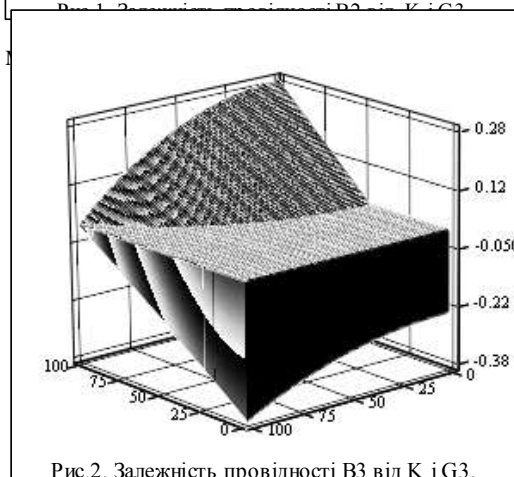
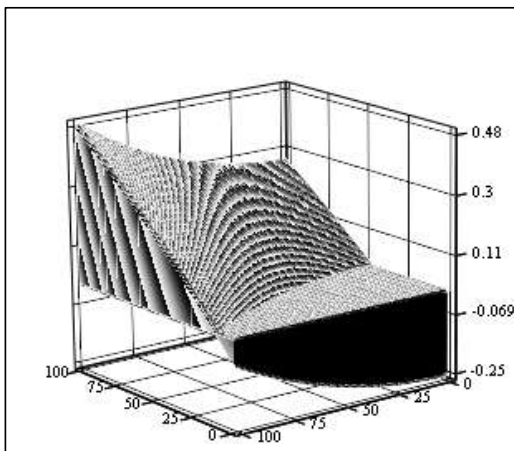
МОДЕЛЮВАННЯ РЕГУЛЮВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ІНДУКТИВНО-ЄМНІСНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА

Індуктивно-ємнісні перетворювачі є основою побудови стабілізаторів та регуляторів напруги з багатофункціональними можливостями, які можуть бути використані для створення пристроїв нормалізації освітленості середовищ або нормалізації живлення таких споживачів як електричні двигуни, радіоелектронна апаратура. Виведена аналітична залежність, в якій змінні величини задаються у відносних одиницях, що пов'язує змінні параметри перетворювача (B_2 – провідність паралельного реактивного елемента, B_L – провідність послідовного елемента) із величиною навантаження (G_H – активна провідність навантаження) та коефіцієнта передачі, який пов'язує вхідну і вихідну напруги перетворювача ($K = U_{\text{вх}}/U_{\text{вх}}$):

$$B_2 = B_L - \sqrt{\frac{B_L^2}{K^2} - G_i^2}. \quad (1)$$

Для оцінки величини коефіцієнта потужності виведено залежність реактивної провідності на вході перетворювача від його параметрів та зовнішніх збурень:

$$B_3(K, G_i) = \frac{B_L \cdot (B_2(K, G_i)^2 + B_L \cdot B_2(K, G_i)^2 - G_i^2)}{G_i^2 + B_2(K, G_i) + B_L}. \quad (2)$$

Рис.2. Залежність провідності B_3 від K і G_3 .

Побудовано залежності реактивних провідностей на вході і виході перетворювача для діапазону зміни коефіцієнта передачі в межах $K_{\min} \leq K \leq K_{\max}$ – , де $K_{\min} = U_{\text{вих.min}}/U_{\text{вх.max}}$; а $K_{\max} = U_{\text{вих.max}}/U_{\text{вх.min}}$; та діапазоном зміни провідності навантаження в межах $G_{3\min} \leq G_3 \leq G_{3\max}$. По горизонтальних осях відкладено діапазони змін коефіцієнта передачі та провідності навантаження від їх мінімальних (нуль) до їх максимальних (100%) значень.

На рисунку 1 приведена залежність для провідності паралельного елемента а на рисунку 2 залежність вхідної реактивної провідності від коефіцієнта передачі та величини навантаження перетворювача. З отриманих залежностей бачимо що про-відність паралельного елемента змінюється від від 0,48 (ємнісний характер) до -0,25 (індуктивний характер), а вхідна провідність від від 0,28 (ємнісний характер) до -0,38 (індуктивний характер). Звідси можна зробити висновок: у всіх режимах роботи, на вході перетворювача можна забезпечити коефіцієнт потужності рівний одиниці шляхом використання незадіяних реактивних потужностей паралельного елемента.

УДК 628.9.038

М. Липовецький

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

СПОСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ СВІТЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВІТЛОДІОДНИХ ЛІНІЙОК ЗГІДНО НОВОГО СТАНДАРТУ

Сьогодні в усьому світі велика увага приділяється енергоефективності й енергозбереженню. Один зі способів підвищення ефективності використання електроенергії — оптимізація її споживання в системах освітлення. Нині особливе місце у сфері освітлювального устаткування посідають світлодіоди (СД). Для виготовлення світлових приладів часто використовуються як одиночні СД так і світлодіодні модулі та лінійки.

Для підвищення ефективності проектування світлових приладів та систем освітлення на базі світлодіодних модулів та лінійок основні виробники світлодіодів (Philips, Osram та Cree) підписали міжнародний уніфікований стандарт. Цей стандарт регламентує використання тільки двох типів з'єднань, що використовуються для побудови модулів та лінійок, та є обов'язковим для виконання цими виробниками:

- 1) паралельне сполучення віток, в кожній з них послідовно ввімкнені три світлодіоди та резистор
- 2) послідовне сполучення секцій, а в кожній секції є три паралельно з'єднані СД.

Основною причиною вибору саме таких типів з'єднань є підвищення надійності модулів при мінімальній кількості додаткових елементів. При виході одного світлодіода з ладу в першому випадку перестане працювати одна вітка, при нормальній роботі всіх інших. В другому випадку при виході одного із світлодіодів в секції два інших будуть працювати при більших значеннях струму.

Виготовлення світлодіодної продукції за вимогами цього стандарту, мають суттєвий вплив на створення джерел живлення СД вибір методу регулювання і побудову системи керування.

Для побудови джерел живлення окрім основних вимог: безвідмовна робота у великому діапазоні вхідних напруг, значення $\cos\phi \geq 0,9$, напруга або струм на виходах повинні знаходитись в межах $\pm 0.5\%$ від номінальних значень, в залежності від способу підключення світлодіодів, автоматичне відключення живлення при аварійних режимах роботи, Недопустима зміна величина струму від флуктуацій мережевої напруги та зміни кількості світлодіодів.

При цьому добавляються ще й додаткові: в першому випадку джерело живлення повинно забезпечити стабілізовану напругу живлення при широких межах значень струму; в другому випадку джерело повинне володіти стабілізацією струму при різних значеннях опору навантаження, при чому струм на виході джерела не повинен перевищувати максимально-можливого значення який може протікати через два паралельно з'єднаних світлодіоди

Що до вибору методів регулювання світлового потоку світлодіодних лінійок, то в першому випадку можна використати регулювання шляхом зміни величини напруги живлення, а в другому – зміну величини струму. І в обох випадках можна використати метод широтно-імпульсної модуляції. При регулюванні шляхом зміни величини напруги чи струму живлення буде спостерігатися нерівномірність свічення світлодіодів через розкид параметрів, це може привести до передчасного старіння джерел світла.

УДК 621.314

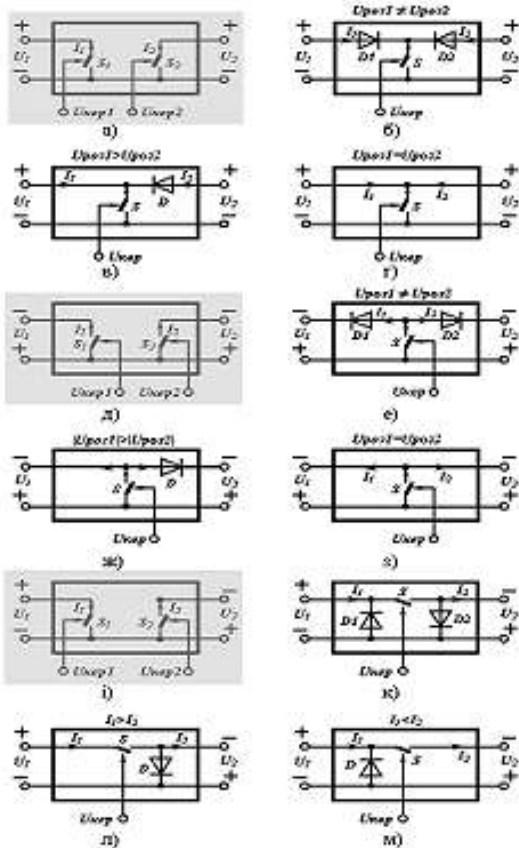
А.Лупенко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОДНОКАСКАДНІ СТРУКТУРИ СИСТЕМИ ВИСОКОЧАСТОТНОГО ЖИВЛЕННЯ І КЕРУВАННЯ РОЗРЯДНИХ ДЖЕРЕЛ СВІТЛА

Високоякісні системи високочастотного живлення і керування (СВЧЖК) переважно виконують за двокаскадною структурою, першим каскадом якої є коректор коефіцієнта потужності (ККП), а другим – високочастотний резонансний інвертор напруги (РІН), який живить розрядне джерело світла (РДС) високочастотним струмом частотою від 20 до 100 кГц і вище. Проте двокаскадна структура потребує окремих силових ключів, драйверів і контролера, що збільшує її вартість. Для економії компонентів та зменшення вартісних показників високочастотних систем живлення у роботі [1] запропоновано об'єднати вказані два каскади в однокаскадну структуру.

Для переходу від двокаскадних до однокаскадних структур ЕСВЧЖК сформуємо наступний підхід до об'єднання ККП і резонансного інвертора, які працюють синхронно та дають змогу регулювати потужність РДС: 1) необхідною умовою є наявність одного спільного вузла у двох ключів комутаційної комірки; 2)



формальну заміну двох синхронних ключів на один можна здійснити на основі отриманих результатів аналізу можливих варіантів топологій комутаційних комірок, які наведено на рисунку; 3) вихідна напруга резонансного інвертора повинна мати форму меандра, що забезпечує симетричність напруги і струму РДС і сприяє покращенню коефіцієнта амплітуди струму РДС; 3) напівкаски ККП і інвертора необхідно об'єднати через буферний накопичувач енергії (конденсатор), який усуває вплив пульсацій мережі живлення на роботу ЛЛ; 4) в ККП використовуємо режим переривчастого струму дроселя; 5) зміну потужності РДС доцільно реалізувати частотним методом; 6) баланс вхідної потужності та потужності РІН можна забезпечити шляхом регулювання коефіцієнта заповнення в напівкаскаді ККП.

Формалізовано заміну двоключових комутаційних комірок одноключовими еквівалентами, які залежать від полярностей комутуваних напруг та співвідношень між напругами (струмами) на ключах у розімкнених (замкнених) станах. Блокування взаємного

впливу напівкаскадів ККП і РІН здійснюється діодами.

Перелік посилань

Bhat A. Analysis, Selection, and Design of Resonant Inverters for Electronic Ballasts / A. Bhat, C. Weiqun // IEEE, 1994. — P. 796–804.

УДК 66.023:519.8

І. Лучейко

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

**РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ
ЧЕРЕЗ КОЕФІЦІЄНТИ ПЕРЕТВОРЕННЯ ПІДСИСТЕМ
У СИСТЕМІ «ПРОТОЧНИЙ РЕАКТОР ЗМІШУВАННЯ +
ПОСЛІДОВНА РЕАКЦІЯ $A_1 \rightleftharpoons \alpha_2 A_2 \rightleftharpoons \alpha_3 A_3$ »**

Показано, що в стаціонарному режимі функціонування проточного реактора ідеального змішування (РІЗ) система рівнянь для визначення основних технологічних параметрів є алгебричною (всі величини – безрозмірні)

$$\begin{cases} x_0 = \bar{w}_{0(12)} - \alpha_2^{-1} \bar{w}_{0(21)} \\ \tilde{c}_{02} = \bar{w}_{0(12)} - \alpha_2^{-1} \bar{w}_{0(21)} - \alpha_2^{-1} \bar{w}_{0(23)} + \alpha_3^{-1} \bar{w}_{0(32)} \\ \tilde{c}_{03} = \alpha_2^{-1} \bar{w}_{0(23)} - \alpha_3^{-1} \bar{w}_{0(32)} = x_0 - \tilde{c}_{02}, \end{cases} \quad (1)$$

де $x_0 = 1 - c_0$ – ступінь перетворення реагента A_1 ; $\tilde{c}_{02} = c_{02} / \alpha_2$, $\tilde{c}_{03} = c_{03} / \alpha_3$ – зведені до стехіометричних коефіцієнтів концентрації продуктів A_2 й A_3 ; $\bar{w}_{0(j,j\pm 1)} \equiv \bar{w}_{0(j,j\pm 1)}^{\hat{a}\hat{b}\hat{c}\hat{d}}$ – номінальні швидкості витрачання A_j ; $j = 1, 2, 3$ – індекс, віднесений до інгредієнтів.

Вводяться коефіцієнти перетворення a_i (прямі реакції) та b_i (зворотні реакції) швидкостей щодо нескінченно малих змін ∂c_{0j} кінцевих концентрацій. Для ступеневої моделі кінетики $\bar{w}_{0(i,i+1)} = \bar{k}_{0(i,i+1)} c_{0i}^{n_i}$, $\bar{w}_{0(i+1,i)} = \bar{k}_{0(i+1,i)} c_{0(i+1)}^{m_i}$ ($i = 1, 2$ – індекс стадій)

$$a_i \equiv n_i \tilde{a}_i = \frac{\partial \bar{w}_{0(i,i+1)}}{\partial c_{0i}} = \frac{n_i \bar{w}_{0(i,i+1)}}{c_{0i}}, \quad b_i \equiv m_i \tilde{b}_i = \frac{\partial \bar{w}_{0(i+1,i)}}{\partial c_{0(i+1)}} = \frac{m_i \bar{w}_{0(i+1,i)}}{c_{0(i+1)}}. \quad (2)$$

Із (2) й (1) рівняння статичних зв'язків між елементами системи «РІЗ + реакція»

$$\left\{ \begin{array}{l} x_0 = \tilde{a}_1 c_0 - \tilde{b}_1 \tilde{c}_{02} \\ 1 + \tilde{a}_2 + \tilde{b}_1 \quad \tilde{c}_{02} = \tilde{a}_1 c_0 + \tilde{b}_2 \tilde{c}_{03} \\ 1 + \tilde{b}_2 \quad \tilde{c}_{03} = \tilde{a}_2 \tilde{c}_{02} \end{array} \right\} \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} s_{02} = \tilde{a}_1 - y_0 / \tilde{b}_1 y_0 \\ s_{03} = \tilde{a}_2 s_{02} / (1 + \tilde{b}_2) = 1 - s_{02} \end{array} \right\}, \quad (3)$$

де $y_0 = x_0 / c_0$; $s_{0(i+1)} = \tilde{c}_{0(i+1)} / x_0$ – інтегральні селективності.

Тоді з (3) у неявній формі формули для розрахунку основних технологічних параметрів наберуть вигляду комбінацій коефіцієнтів перетворення окремих підсистем

$$\begin{aligned} x_0 &= \frac{\tilde{a}_1 \tilde{D}_2}{\tilde{A}_1 \tilde{D}_2 + \tilde{b}_1 \tilde{B}_2} \equiv \frac{\tilde{a}_1}{1 + \tilde{a}_1 + \tilde{b}_1 \quad 1 + \tilde{b}_2 / (1 + \tilde{a}_2 + \tilde{b}_2)}, \\ s_{02} &= \frac{1}{1 + \tilde{a}_2 / \tilde{B}_2}, \quad \tilde{c}_{02} = \frac{\tilde{a}_1 \tilde{B}_2}{\tilde{A}_1 \tilde{D}_2 + \tilde{b}_1 \tilde{B}_2} \equiv \frac{\tilde{a}_1}{\tilde{b}_1 + \tilde{A}_1 \tilde{D}_2 / \tilde{B}_2}, \end{aligned} \quad (4)$$

де $\tilde{A}_i = 1 + \tilde{a}_i$, $\tilde{B}_i = 1 + \tilde{b}_i$, $\tilde{D}_i = 1 + \tilde{a}_i + \tilde{b}_i \equiv \tilde{A}_i + \tilde{B}_i - 1$ – зведені до порядків коефіцієнти перетворення підсистем відповідно «реактор + пряма реакція», «реактор + зворотна реакція», «реактор + пряма + зворотна реакція i -ої стадії».

УДК 621.31

І. Лучейко, В. Коваль, Р. Коцюрко

(Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя)

ЕФЕКТ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБЧИСЛЕННЯ СПОЖИВАНОЇ ПОТУЖНОСТІ МЕТОДОМ АМПЕРМЕТРА ТА ВОЛЬТМЕТРА В КОЛАХ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

Розглядається класичний метод амперметра та вольтметра для обчислення споживаної потужності в колі постійного струму. Перевага методу – простота реалізації, недолік – порівняно невисока точність. Можливі дві схеми розташування амперметра при одночасному вимірюванні струму та напруги (див. рис. 1).

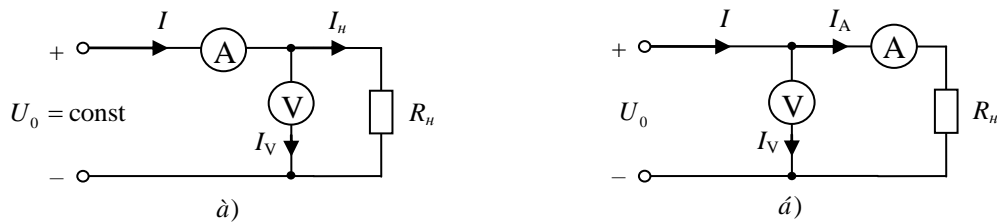


Рис. 1. Варіанти ввімкнення приладів для опосередкованого вимірювання потужності: а) – амперметр вимірює струм у колі; б) – амперметр вимірює струм у навантажувальному опорі.

Показано, що для схеми а) відносна похибка обчислення потужності $P = I_A U_V$ порівняно з «номіналом» (без приладів) $P_0 = I_0 U_0$

$$\varepsilon_P^{i \dot{a} z} = (P/P_0) - 1 = \frac{1 + \alpha}{[1 + \beta(1 + \alpha)]^2} - 1,$$

де $\alpha = R_t / R_V$ – симплекс опорів навантаження та вольтметра ($\alpha = 0$ – «ідеальний» вольтметр); $\beta = R_A / R_t$ – симплекс опорів амперметра та навантаження ($\beta = 0$ – «ідеальний» амперметр); $R_A / R_V = \alpha\beta \ll 1$ – симплекс опорів амперметра та вольтметра. Знехтувано внутрішнім опором джерела струму.

На рис. 2 зображені залежності $\varepsilon_P^{i \dot{a} z}(\alpha)$ та $\varepsilon_P^{i \dot{a} z}(\beta)$.

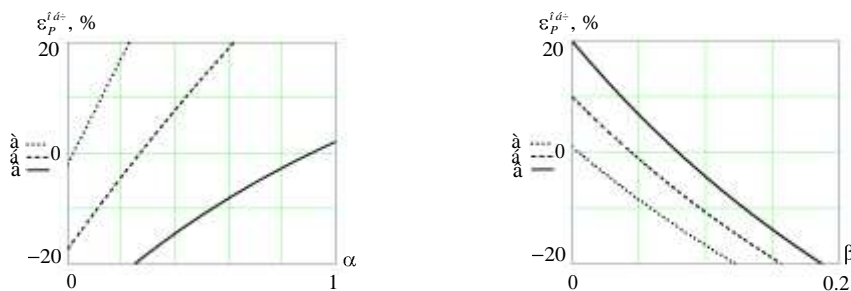


Рис. 2. Залежності похибки обчислення потужності від симплексу α при різних значеннях симплексу β : а – $\beta = 0,01$; б – $0,1$; в – $\beta = 0,2$.

Рис. 3. Залежності похибки обчислення потужності від симплексу β при різних значеннях симплексу α : а – $\alpha = 0,01$; б – $0,1$; в – $\alpha = 0,2$.

Як видно з рис. 2 та 3, при певному співвідношенні симплексів α та β похибка обчислення потужності рівна нулю, що дещо несподівано.

УДК 628.987; 628.971.6

С. Поталіцин, В. Андрійчук

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЗОВНІШНЬОГО ОСВІТЛЕННЯ ДЛЯ СВІТЛОВИХ ПРИЛАДІВ З ЕНЕРГООЩАДНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ СВІТЛА

В даний час у всьому світі і в Україні, зокрема, ведуться інтенсивні розробки по застосуванню нових енергозберігаючих технологій освітлення, що дозволяють економити матеріальні та енергетичні ресурси, в тому числі за рахунок використання енергоефективних джерел світла (ДС) і світлових приладів (СП) на їх основі. Тому актуальним є розробка нових методик світлотехнічного розрахунку СП, оскільки його результати значною мірою визначають форму та розміри світлового приладу.

Метою цієї роботи є розрахунок основних нормованих показників, які повинен забезпечувати світловий прилад, для освітлювальних установок (ОУ) зовнішнього освітлення: рівномірність розподілу яскравості і освітлення, показник засліпленості, рівень освітлення поверхні.

Розрахунок нормованих показників на освітлювальній поверхні проводили в контрольних точках, які вибиралися в залежності від відстані між опорами, на яких розташовувалися СП та ширини дорожнього покриття. На рисунку 1 приведено геометричні розміри освітлювальної поверхні та план розташування розрахункових точок на ній.

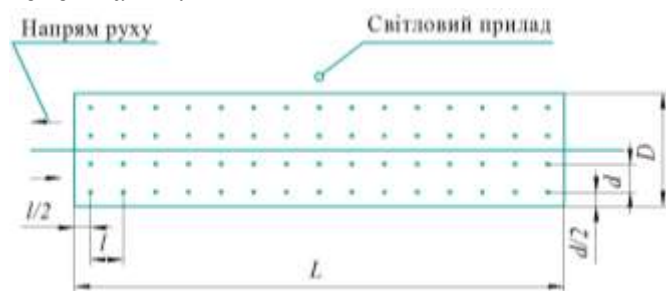


Рис. 1. Контрольна ділянка і розташування розрахункових точок при розрахунку нормованих значень освітленості

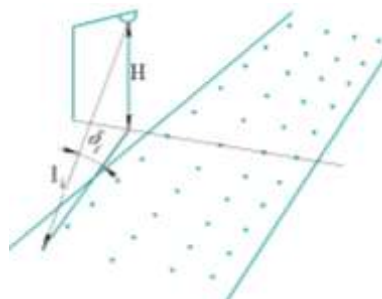


Рис. 2. До розрахунку освітленості E_i в i -тій точці контрольної ділянки

Розрахунок освітлення E_i в окремій (i -тій) точці контрольної ділянки проводили за розробленим алгоритмом в середовищі програми MatLab з використанням світлового розподілу СП (рис. 2).

Показник рівномірності розподілу освітленості, що характеризуються коефіцієнтом загальної рівномірності визначали за формулою:

$$U_0 E = \frac{E_{\min}}{E_{av}},$$

де E_{\min} - мінімальне значення освітленості визначається серед значень E_i в N розрахункових точках контрольної ділянки;

E_{av} - середня освітленість.

В роботі проведено розрахунок параметрів зовнішнього освітлення для розроблених СП з використанням компактної люмінесцентної лампи потужністю 50 Вт.

УДК 621.327

І. Сисак

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

МЕТОД ШИРОТНО-ІМПУЛЬСНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НАТРІЄВИХ ЛАМП ВИСОКОГО ТИСКУ ЕЛЕКТРОННИМИ ПУСКОРЕГУЛЮВАЛЬНИМИ АПАРАТАМИ

В [1] розглядався метод широтно-імпульсного регулювання потужності люмінесцентних ламп, проте, дослідження щодо регулювання потужності натрієвих ламп високого тиску (НЛВТ) цим методом ще не проводилися.

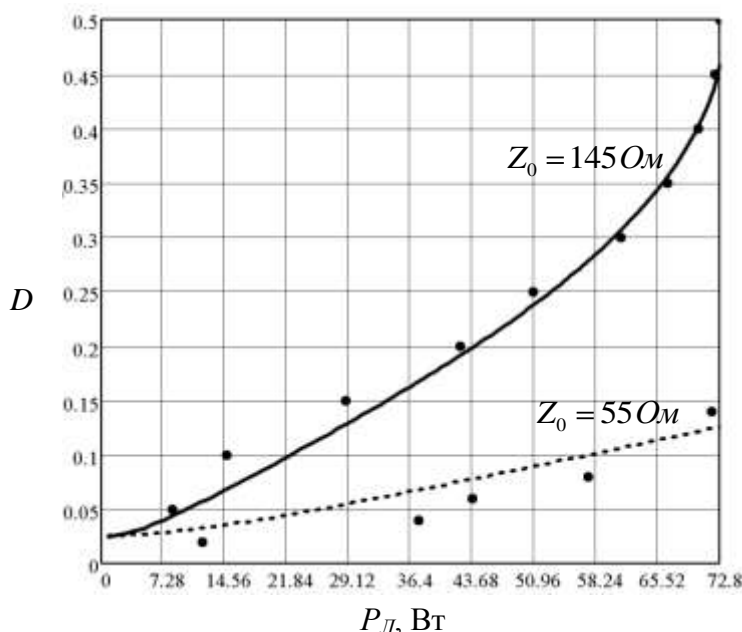


Рис. 1. Розрахункові (суцільна лінія) та експериментальні (точки) регулювальні характеристики ЕПРА для НЛВТ типу DeLux Sodium-70W

Були проведені дослідження щодо отримання експериментальних характеристик "коефіцієнт заповнення - потужність" для НЛВТ типу DeLux Sodium-70 W на електронному пускорегулювальному апараті (ЕПРА) з параметрами: $C = 28,6 \text{ нФ}$, $L = 0,6 \text{ мГн}$, $R = 79 \text{ Ом}$, робоча частота $f = 41,2 \text{ кГц}$, напруга живлення каскаду $U_0 = 333 \text{ В}$ для $Z_0 = 145 \text{ Ом}$; $C = 74,4 \text{ нФ}$, $L = 0,23 \text{ мГн}$, $R = 84 \text{ Ом}$, напруга живлення каскаду $U_0 = 125 \text{ В}$ для $Z_0 = 55 \text{ Ом}$.

Експериментальні характеристики показані на рис. 1 точками, а розрахункові

залежності – суцільною лінією.

Аналіз виконано за допомогою математичної моделі, запропонованої в [2], оскільки, опір НЛВТ змінюється в незначній мірі, добротність коливального контуру зростати не буде і амплітуди вищих гармонічних складових будуть "підтягуватися" до амплітуди першої гармоніки.

Рис. 1 демонструє високий ступінь відповідності між теоретичними та експериментальними результатами.

Перелік посилань

1. Лупенко А. Метод широтно-імпульсного регулювання потужності розрядних джерел світла / А. Лупенко, Л. Мовчан, В. Натяга, І. Сисак // Технічна електродинаміка / Інститут електродинаміки НАН України. — Київ, 2011. — № 2. — С.24-29.
2. Лупенко А. Комплексна математична модель інвертора напруги для електронного пускорегулювального апарата / А. Лупенко, Л. Мовчан, І Сисак, В. Сай // Вісник Тернопільського державного технічного університету. — Тернопіль, 2011. — Т. 16, № 4. — С. 143–150.

УДК 621.327.534.15.032.2

М. Тарасенко, К. Козак

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПРИЧИНИ ПУЛЬСАЦІЙ СВІТЛОВОГО ПОТОКУ ЛЮМІНЕСЦЕНТНИХ ЛАМП

При зменшенні струму люмінесцентних ламп (ЛЛ), за рахунок зниження напруги мережі або збільшення опору баластного дроселя, як це має місце при регулюванні світлового потоку на частоті 50 Гц, розміри від'ємного катодного свічення (ВС) плавно зменшуються (при зовсім незначному зменшенні температури КП) до значень, які мало що перевищують діаметр КП. Позитивний стовп розряду (ПС) стає коротшим. Завдяки цьому Фарадеева темний простір (ФТП) зростає як мінімум вдвічі (рис. 1) і навколокатодна область стає тьмяною. Подальше зменшення струму призводить до погасання розряду. Підігрів катодів від стороннього джерела напруги сприяє збільшенню розмірів і яскравості ВС, розширюючи діапазон мінімальних струмів, при яких розряд в ЛЛ ще може існувати.

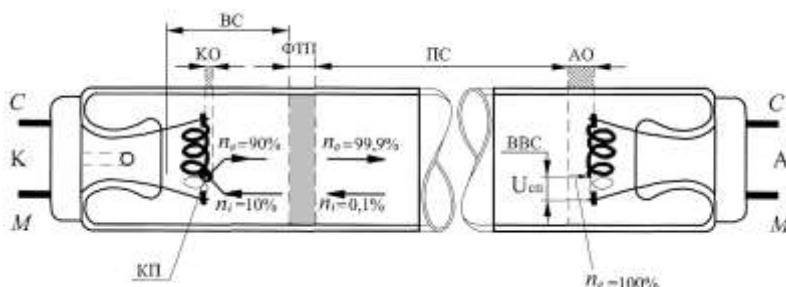


Рис. 1. Структура ртутного дугового розряду низького тиску ЛЛ з відображенням розподілення іонної та електронної складових струму та місця розташування КП на електродах: К – катод; КП – катодна пляма; КО – катодна оболонка товщиною до 0,1 мм; ВС – від'ємне катодне свічення; ФТП – Фарадеева темний простір; ПС – позитивний стовп розряду; АО – анодна оболонка товщиною до 1 мм; ВВС – відпрацьовані вітки спіралі; А – анод; n_e , n_i – концентрація електронної та іонної складових розрядного струму відповідно; С, М – стартерні та мережеві виводи електродів ЛЛ відповідно.

покритих люмінофором також виглядають темнішими ніж позитивний стовп розряду, але їх пульсація оком не сприймається. Нанесення люмінофору на внутрішню поверхню колби вирівнює нерівномірність яскравості в навколоелектродних областях, завдяки чому ЛЛ виглядає по довжині рівнояскравою. У зв'язку з тим, що регулювання світлового потоку ЛЛ в

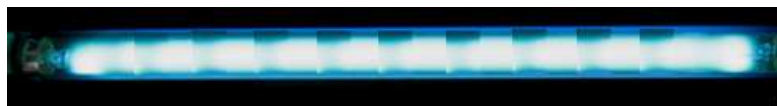


Рис. 2. Незатухаючі страти в ЛЛ на високій частоті

на високих частотах градієнт потенціалу на півперіоді змінюється нелінійно і має максимум, в якому кількість швидких електронів помітно зростає. В результаті як тільки кількість швидких електронів в максимумі стає співрозмірною з їх величиною, обумовленою розрядним струмом, на окремих ділянках позитивного стовпа розряду зростає концентрація електронів і іонів, виникають електронні та іонні коливання, які призводять до коливань електричного поля в плазмі і формування незатухаючих страт (рис. 2).

Таким чином, на змінному струмі промислової частоти розміри ВС на кожному півперіоді змінюються пропорційно, а розміри ФТП обернено пропорційно миттєвим значенням струму, що і обумовлює відчутну приелектродну (периферійну) пульсацію світлового потоку ЛЛ.

На високих частотах змінного струму навколоелектродні області розряду у ЛЛ не

схемах з ЕПРА здійснюється за рахунок зміни струму в певний момент виникають страти. Це пояснюється тим, що

УДК 621.971.7.

Ю.Чубатий

(Тернопільський національний технічний університет імені І. Пулюя)

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВОГО РОЗПОДІЛУ СВІТЛОВОГО ПОТОКУ ПРОЖЕКТОРІВ ІЗ СВІТЛОДІОДНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ СВІТЛА

Прожектори з світлодіодними джерелами світла (СД) знаходять все ширше застосування у архітектурному, ландшафтному та багатьох інших галузях освітлення за рахунок надзвичайно економного споживання електроенергії. Навіть, не зважаючи на недоліки, присутні в роботі СД, такі як необхідність відводу теплових втрат, що виділяються в р-п переході-особливо в потужних СД, і, відповідно до цього, зниження надійності роботи джерел світла та зміни їх світлотехнічних характеристик, точковість таких джерел світла, що приводить до нерівномірного розподілу світлового потоку, та пов'язаної з цим значної засліплюючої дії при розташуванні у корпусі світлового приладу великої кількості (50 і більше) світлодіодів, світильники та прожектори з СД поступово замінюють традиційні освітлювальні прилади, в яких використовуються лампи розжарення, люмінесцентні, дугорозрядні ртутні та інші джерела світла.

Встановлено, що просторовий розподіл світлового потоку, визначається в значній мірі розташуванням світлодіодних джерел у прожекторі. Форма відбивача лише частково корегує значення сили світла по різних напрямкам у просторі. Це відображають і виробники світлотехнічної продукції, подаючи значення індикатриси розсіювання (кривих сили світла) у форматі IES у паспортах на прожектри.

Досліджувались прожектори виробництва фірм WallWasher серії KH-SC та GlacialLight серії Flood Light (GL-FL) з світлодіодними чіпами Philips Lumileds. На кривих сили світла (КСС), побудованих у полярній системі координат, спостерігається незначні відхилення у симетричних відносно головної оптичної осі значеннях сил світла, як показано на рисунку (значення сили світла наведено в канделах).

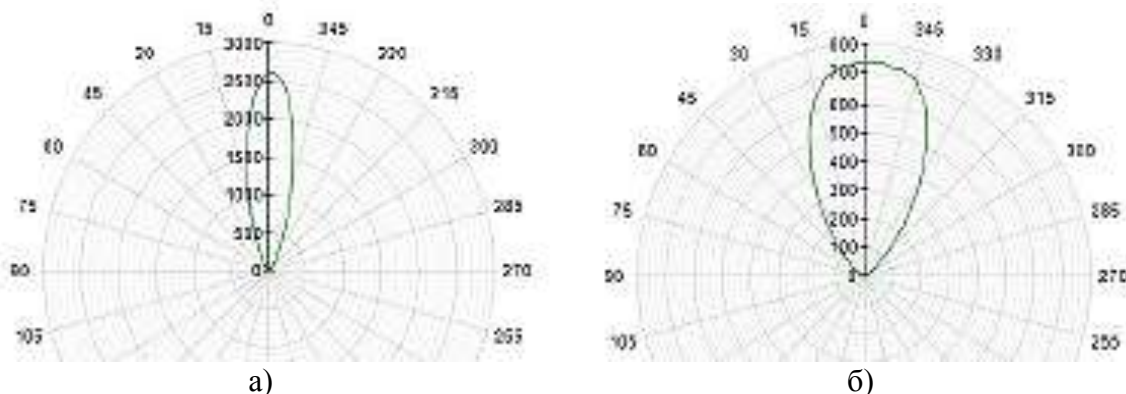


Рис. 1. Криві сили світла прожектрів GL-FL 12 з кутами розсіювання а) 30°; б) 60°

Враховуючи такі технічні характеристики як енергоспоживання – 13 Вт; кольорова температура – 6000 К; ефективна світловіддача – 57,7 Лм/Вт; коефіцієнт потужності – 0,75-0,85 можна успішно використовувати для заміни ними аналогічних світлових приладів з лампами типу ДРЛ.

Секція: **ОБЛАДНАННЯ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ**

Керівники: доц. **О. Закалов**, проф. **Т. Вітенько**

Секретар: доц. **О. Лясота**

УДК 621.891

О.Закалов

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

СТРУКТУРНА ПРИСТОСОВНІСТЬ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ТЕРТІ І ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МАШИН

Виключно важливими для розвитку народного господарства нашої країни є вимоги до підвищення якості, надійності, довговічності і продуктивності машин, технологічного обладнання і інших виробів машинобудування, зменшення їх матеріалоемності і енергоспоживання. У зв'язку з цим, одним із найбільш ефективних шляхів вирішення цих задач, на підґрунті сучасних досягнень фундаментальних наук, є необхідність правильного використання природних резервів матеріалів трибо систем чинити максимальний опір руйнуванню при реалізації стану їх структурної пристосовності.

На основі глибокого і всебічного вивчення досвіду промисловості і аналізу експериментальних даних багатьох вітчизняних і зарубіжних наукових лабораторій, сучасної уяви про термодинаміку необоротних процесів українським вченим професором Б.І.Костецьким із співробітниками ще у середині минулого століття була розроблена загальна закономірність тертя і зношування матеріалів деталей машин. Суть її в тому, що для всіх матеріалів, відомих в природі і техніці, існує діапазон навантажень і швидкостей переміщення, в якому тертя і знос на декілька порядків менше, ніж поза цим діапазоном і, який був названий діапазоном нормального тертя або нормального механохімічного зношування (D) [1]. Межі діапазону і його рівень залежить від матеріалів і робочих середовищ. Зовнішнє тертя при цьому розглядається як процес перетворення зовнішньої механічної енергії в енергію внутрішніх процесів, а система тертя (СТ) – як відкрита термодинамічна система. Головним фізичним механізмом загальної закономірності є універсальне явище структурної пристосовності (адаптивності) матеріалів при терті, суть якого полягає в тому, що в результаті самоорганізації матеріалу поверхневих шарів в зоні контакту двох тіл що труться утворюється стійка дисипативна структура, що характеризується динамічною рівновагою і володіє властивістю мінімального виробництва енергії. При цьому відбувається перебудова вихідної структури матеріалів деталей вузлів тертя в нову фазу – вторинні структури (ВС), в яких локалізуються всі види взаємодії тіл, що труться, і середовища (механічні, хімічні, електричні і ін.). Вторинні структури являють собою тонкоплівковий об'єкт на поверхні контакту двох тіл пари тертя, який володіє експериментальними властивостями (максимальною міцністю, подрібненням, орієнтацією, насичення активними компонентами середовища тощо) і екранує основний матеріал тіл спряжень тертя від безпосереднього контакту і руйнування. Тому їх ще називають захисними. При втраті стійкості дисипативною (вторинною) структурою відбувається її руйнування і пошкоджується під поверхневий шар основного матеріалу деталей пар тертя. В спряженні починаються необоротні процеси пошкоджуваності, що приводить до руйнування робочих поверхонь деталей і в кінцевому наслідку виходу з ладу вузла тертя, а відповідно механізму або машини в цілому.

Вивчення механічних, фізичних і хімічних властивостей і характеристик вторинних структур на поверхнях контакту деталей пар тертя, кінетики їх утворення, трансформації і руйнування, відкриває великі можливості, управління тертям і зношуванням матеріалів складових елементів трибосистем.

До числа основних напрямків підвищення надійності і довговічності машин і зокрема зносостійкості деталей їх вузлів тертя відносять оптимізацію конструктивних вирішень в процесі розробки і проектування машин і застосування сучасних технологій при їх виготовленні. Основним принципом, який повинен бути покладений в основу проектування і розрахунку форми і розмірів деталей пар тертя, це забезпечення в гарантованому діапазоні швидкостей ковзання і навантажень режиму нормального механохімічного (окисного) зношування (D). Для цього необхідно керуватися відомими закономірностями того або іншого виду зношування в залежності від швидкості ковзання і нормального тиску, вибраних матеріалів і середовищ, а також даних про вплив розмірів пар тертя (масштабного фактора) на вид зношування і його інтенсивність. Напрями вирішення цієї задачі схематично показані на рис. 1.

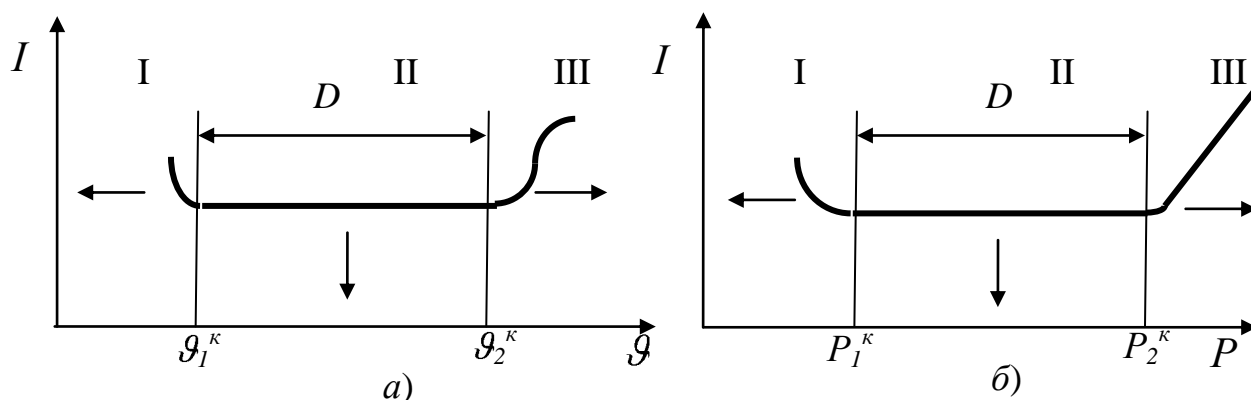


Рис. 1. Схема розширення діапазону структурної пристосовності D матеріалів і мінімізації інтенсивності зношування I : а) для швидкості ковзання v , де v_1^k і v_2^k – критичні швидкості переходу залежності до D і виходу з нього відповідно; б) для питомого тиску P , де P_1^k і P_2^k – критичні питомі тиски переходу залежності до D і виходу з нього відповідно; де I – область нестационарного режиму тертя; II – область стаціонарного режиму тертя; III – область порушення стаціонарного режиму тертя

Але і конструктивна досконалість і висока якість виготовлення машин ще не гарантують їх надійну, тривалу і безаварійну роботу. Додатковими умовами такої роботи є грамотна технічна експлуатація і доцільна система технічного обслуговування, що повинні базуватися на останніх досягненнях трибології, на створенні і підтриманні умов структурної пристосовності матеріалів пар тертя, забезпечувати потрібні розміри діапазону нормального тертя D і здійснювати необхідний вплив на його рівень шляхом зменшення або збільшення (наприклад для фрикційних пар). Особливо ефективним напрямком підвищення надійності і довговічності машин в експлуатації являється організація вторинних захисних структур на поверхнях тертя і підтримання режиму динамічної рівноваги їх утворення і руйнування, що є необхідною умовою існування D, внаслідок застосування спеціальних добавок із поверхнево-активних речовин (ПАР) до змащувальних матеріалів і механізмів взаємодії їх з металом поверхневих шарів, робочих поверхонь в процесі деформації при терті.

Перелік посилань

1. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ [Текст] / Б.И. Костецкий. – К.: Техника, 1970. – 360 с.

УДК 637.024

В.Ворощук, М.Шинкарик

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА КОМПОЗИЦІЙНИХ ПРОДУКТІВ У РОТОРНО-ВИХРОВИХ АППАРАТАХ

У роторно-вихрових апаратах проходить весь комплекс термічної і механічної обробки композиційних продуктів на основі сиру кисло молочного: нагрівання, подрібнення, перемішування і охолодження. Як показали попередні дослідження найбільш тривалими процесами обробки є нагрівання і охолодження. То, очевидно, інтенсифікація процесу в цілому пов'язана в першу чергу з інтенсифікацією вказаних процесів. Основними чинниками, які впливають на процес нагрівання є коефіцієнт теплопередачі між стінкою апарату і продуктом, а також теплофізичні властивості самого продукту.

Аналізуючи теплофізичні характеристики складових, можна зауважити, що вони відрізняються не значно і є приблизно однаковими. В той же час в продукт поступає певна кількість повітря, для якого характерна низька теплопровідність, а значить зменшення його кількості в продукті призводить до скорочення тривалості теплообмінних процесів у системі. Відведення повітря сповільнює проходження процесів, які можуть впливати на якісні показники продукту в процесі зберігання. Для створення вакууму камеру роторно-вихрового емульсора було додатково під'єднано до вакуум-насоса, а також встановлено манометр і термометр.

В результаті дослідження динаміки процесу теплової і механічної обробки рецептурної суміші (рисунок 1) було встановлено, що при застосуванні вакууму —0,9 бар тривалість нагріву зменшилась на 7,0% для продукту “Продукт кисломолочний з фруктовими ягідними і смаковими наповнювачами” “Ягідка”. При охолодженні тривалість процесу також виявилась меншою, ніж при відсутності вакууму на 19,4%.

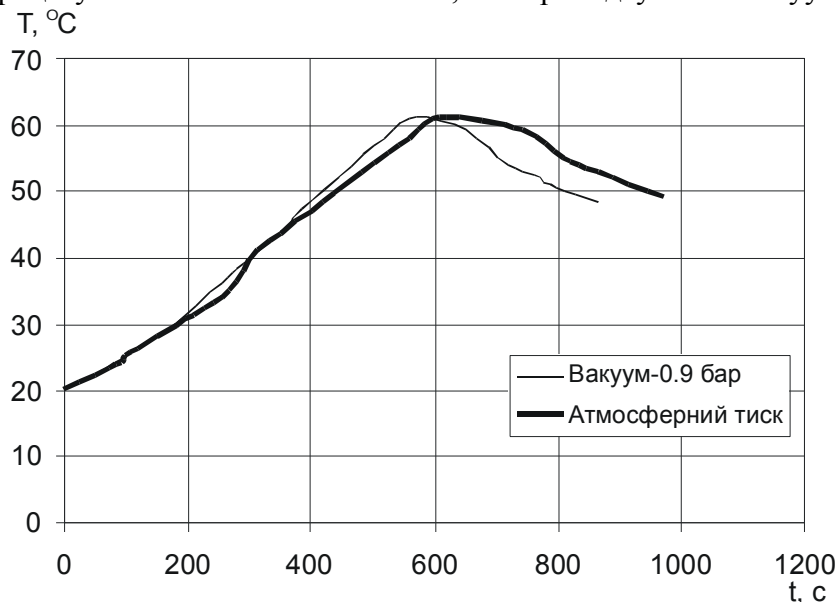


Рис. 1. Результати дослідження перебігу теплової обробки для продукту “Продукт кисломолочний з фруктовими ягідними і смаковими наповнювачами”

Зменшення тривалості обробки при застосуванні вакууму у випадку нагріву і у випадку охолодження свідчить про інтенсифікацію процесу теплообміну.

УДК 628.357

О.Гашин*, Т. Вітенько

(*Тернопільський інститут соціальних та інформаційних технологій
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ КАВІТАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ У ПРОЦЕСАХ КОАГУЛЯЦІЇ

З літературних джерел відомо, що усереднений хімічний склад стічних вод молокозаводів наступний: завислі речовини – (623...1688) мг/л; рН – (4,2...4,38); БСК₅ – (3860...4170) мг О₂/л; ХСК – (5680...7200) мг/л; азот амонійний – (23,6...44,5) мг/л; фосфати - (5,8...92,0) мг/л; жири - (332...504) мг/л; нітрати - (5,6...14,7) мг/л; нітрити - (1,0...3,24) мг/л. Для їхньої очистки застосовують класичну технологію, яка передбачає механічну, фізико-хімічну і біологічну очистку. Відомо, що найбільше забруднень видаляється саме на етапі фізико-хімічної очистки, що забезпечують процеси коагуляції і флотації. Найбільш поширеними коагулянтами є сульфати алюмінію і сульфати заліза: $Al_2(SO_4)_3 \cdot 18H_2O$; $AlCl_3$; $FeCl_3 \cdot 6H_2O$; $Fe_2(SO_4)_3 \cdot 7H_2O$; $FeSO_4 \cdot 7H_2O$. Дані сполуки, взаємодіють з водою та утворюють гідроксиди металів, що сорбують на своїй поверхні жири, завислі речовини, фосфати, нітрити і нітрати. За таких умов порушується агрегативна стійкість колоїдної системи, що приводить до укрупнення дрібних часток та випадіння їх в осад.

Ефективність очищення коагуляційним методом стічної води залежить від правильно вибраного коагулянта, його дози, температури і рівня рН середовища. Цей процес повинен бути ретельно досліджений і апробований, адже самі коагулянти є досить дорогими. Для того щоб використовувати коагулянти найефективніше (у менших дозах) доцільно застосовувати сучасні методи енергетичного і фізико-хімічного впливу на технологічні системи.

Одним із таких методів є активація розчину коагулянту у гідродинамічних пристроях. Відомо, що інтенсифікуюча дія гідродинамічної кавітації застосовується у технологічних процесах екстрагування, розчинення, біологічних процесах знезараження. Тому, на основі результатів попередніх наукових досліджень щодо вивчення впливу гідродинамічної кавітації на певні середовища ми можемо передбачити, що інтенсифікуюча дія кавітації у процесах коагуляції буде обумовлена руйнуванням водневих зв'язків у молекулах сульфатів, що призведе до зміни фізико-хімічних властивостей коагулянта (його активації).

Іншим методом інтенсифікації процесу коагуляції може бути спосіб обробки в кавітаційному пристрої води, яка підлягає очистці (і лише після того введення коагулянту). У цьому випадку інтенсифікуюча дія буде зумовлена наступними чинниками. Зниженням питомої електропровідності води і загального вмісту йонів. Підвищенням показника рН, що має важливе значення, адже стічні води молокозаводів є кислими, тому для успішного гідролізу необхідно щоб рН було в межах 5...9. Підвищення температури води сприятиме кращому гідролізу. Під дією гідродинамічної кавітації відбуватиметься розрив водневих зв'язків асоціатів води, що призведе до зниження в'язкості. Внаслідок механічного впливу кавітації зменшиться ступінь дисперсності забруднень, що призведе до розвитку поверхні контакту фаз.

Аналіз існуючих методик введення коагулянтів показав, що одночасне введення коагулянту і обробка в кавітаційному є недоцільним. Тому, що змішування коагулянту з водою повинне відбуватися так, щоб спочатку утворилася велика кількість дрібних агрегатів, які будуть центрами утворення пластівців.

УДК 664.013

О. Закалов, А. Бортник

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

НОЖОВА ГОЛОВКА КУТЕРА З МОЖЛИВІСТЮ ПОДАЧІ ЛЬОДЯНОЇ ВОДИ У ЗОНУ РІЗАННЯ

Під час обробки в кутері м'ясну сировину необхідно подрібнити до заданого ступеня, зберігаючи її харчову і біологічну цінність і якість, при мінімальних втратах і енергоспоживанні. Досвід експлуатації робочих органів машин, що використовуються для тонкого подрібнення м'ясної сировини, свідчить, що з цілого ряду причин при великих потенційних можливостях техніко-економічні показники різання не відповідають сучасним вимогам до якості м'ясного фаршу.

Відомо, що енергія, яка затрачається на різання, згідно теорії П.А.Ребіндера витрачається на подолання молекулярних сил (a_1), пластичних деформацій (a_2) і зовнішнього тертя ножа об продукт (a_3) [1]. По даних акад. В.Д.Кузнецова, співвідношення a_1 , a_2 і a_3 залежать від характеру подрібнюваного продукту. При подрібненні пластичних тіл, до яких належить і м'ясо переважаюче значення має сума енергій (a_2+a_3), яка переходить у тепло. Саме це тепло є причиною нагрівання фаршу і подальших негативних змін властивостей фаршу.

Білки м'ясного фаршу частково денатуруються, що негативно впливає на якість готового продукту.

Врахувавши вищенаведені застереження та вимоги нами було розроблено нові ножі зі зменшеною площею бічної поверхні та з ріжучими кромками виконаними у вигляді математичних кривих, конструкції яких захищені деклараційними патентами України на корисні моделі.

Технологічний процес виготовлення ковбасних виробів і утворення однорідної маси передбачає додавання певної кількості льодяної води або подрібненого льоду, разом з іншими компонентами для запобігання перегрівання. Як правило, додавання води відбувається вручну безпосередньо перед або під час проведення процесу подрібнення. Дослідження проведені ВНІМПом показали, що при додаванні снігу чи холодної води значення граничних напружень зсуву і в'язкості фаршу падають. Це зниження спостерігається 2-3 хв, поки вода знаходиться у вільному стані. Два показники різко зростають, наближаючись до вихідних значень, що призводить до зростання сил тертя та адгезії, а отже і до нагрівання фаршу. Для вирішення цієї проблеми нами розроблено нову конструкцію вузла ножового вала та ножової головки. Запропонована конструкція дозволяє вносити льодяну воду автоматично та безпосередньо у зону різання на протязі всього циклу кутерування.

У новій конструкції ножової головки льодяна вода підводиться через ножовий вал та потрапляє у кільцевий отвір ножової головки, звідки, по системі каналів через форсунки розпилювачі потрапляє у зону різання.

Використання запропонованої конструкції ножової головки поряд з використанням нових конструкцій ножів дозволить значно зменшити енергоспоживання в процесі подрібнення за рахунок значного зменшення витрати енергії на подолання сил тертя та адгезії.

Перелік посилань

1. Кузнецов, В.Д. Физика твердого тела / В.Д. Кузнецов. - Изд. 2-е, заново перераб. - Томск : Красное знамя, 1959. - Т. 1 / В.А. Жданов, Н.Ф. Кунин, Д.Д. Саратовкин. - 1959. - 10, 554 с.

УДК 66.081

Т. Зарецька, Т. Вітенько

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

КІНЕТИКА ПРОЦЕСУ АДСОРБЦІЇ ПРИРОДНИМ ЦЕОЛІТОМ ЗА УМОВИ КАВІТАЦІЙНОЇ АКТИВАЦІЇ РОЗЧИНУ $\text{Ni}(\text{NO}_3)_2$

Адсорбційні процеси застосовують у багатьох технологічних процесах харчової, хімічної, нафтохімічної та інших галузей промисловості, зокрема у процесах очищення води. Важливим у таких процесах є адсорбційні властивості матеріалів, зокрема сорбційна ємність, селективність до компоненту, доступність та дешевизна. З цього приводу велика увага у науково-дослідній літературі привернута до природних дисперсних матеріалів, зокрема цеолітів. Водночас відомо, що в своєму природному стані цеоліти часто не задовольняють усім потребам, які вимагає виробництво. Тому з метою розширення меж застосування цеоліти часто піддають термо-хімічній модифікації, що в кінцевому результаті призводить і до збільшення їхньої вартості.

Поряд із модифікацією природних матеріалів перспективним слід вважати фізико-хімічний вплив на рідку фазу. Цікавим з цього приводу є дослідження кінетики сорбційних процесів при попередньому кавітаційному обробленні рідкої фази з наступною сорбцією.

Результати досліджень кінетики адсорбції за такою схемою наведено на рис. 1. Механічне перемішування системи адсорбент–рідина здійснювали за різної кількості обертів мішалки в межах $n=200-600$ об/хв. Використовували попередньо оброблений за кавітаційних умов розчин $\text{Ni}(\text{NO}_3)_2$ заданої концентрації та природний цеоліт Сокирницького родовища. На отриманих кінетичних кривих сорбції можна умовно виділити три ділянки процесу адсорбції. На початку процесу в межах $\tau=0-20$ хв механізм адсорбції носить зовнішньодифузійний характер і залежить від гідродинамічної обстановки у системі, в даному випадку від числа обертів. Зі збільшенням тривалості оброблення процес адсорбції змінюється на перехідний і буде залежати як від коефіцієнта масовіддачі β , так і від коефіцієнту дифузії D^* . Перехід кривої у прямолінійну ділянку свідчить про зміну зовнішньодифузійного характеру сорбції у внутрішньодифузійний і лімітується умовами внутрішньої дифузії іонів Ni^{2+} всередині частинки цеоліту.

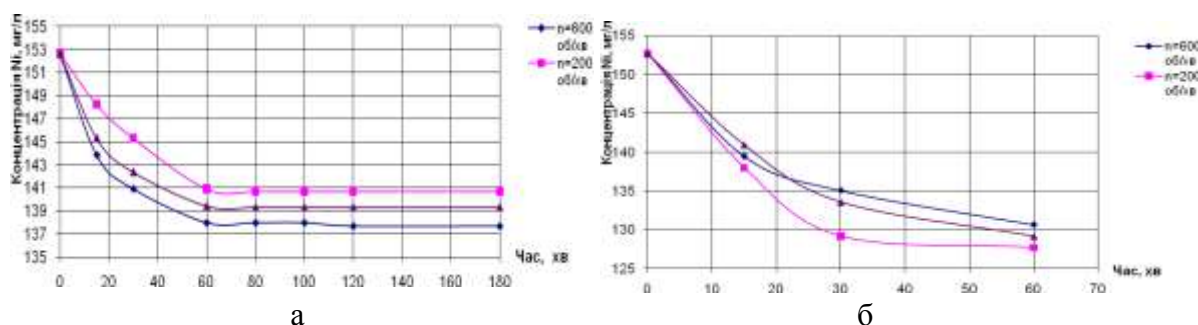


Рис. 1. Кінетика сорбції іонів Ni^{2+} за звичайних умов (а) і за умови попереднього оброблення розчину у кавітаційному модулі (б)

Збільшення числа обертів призводить до інтенсифікації процесу адсорбції іонів Ni^{2+} з розчину частинками цеоліту за рахунок зменшення зовнішньодифузійного опору. Подальше збільшення n не призводить до суттєвих змін кінетичної кривої, що свідчить про перехід процесу у внутрішньодифузійну область.

УДК 66.081

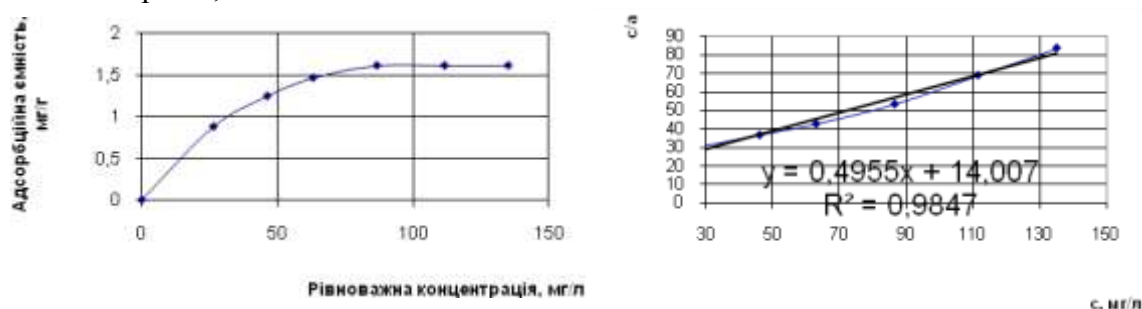
Т. Зарецька, Т. Вітенько

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

СТАТИКА ПРОЦЕСУ АДСОРБЦІЇ ПРИРОДНИМ ЦЕОЛІТОМ ЗА УМОВИ КАВІТАЦІЙНОЇ АКТИВАЦІЇ РОЗЧИНУ

Сорбційні методи та технології широко використовуються для вирішення питань, пов'язаних з очищенням стічних вод та у розв'язанні багатьох технологічних проблем. Однак, не зважаючи на широкий асортимент різних відомих адсорбентів, потреба у їхній кількості зростає. Це пов'язано з їхньою невеликою ефективністю та селективністю щодо адсорбтиву. Завдяки розвиненій питомій поверхні і високій адсорбційній та йонообмінній здатності, доступності, і дешевизні вагоме місце в питанні адсорбційного очищення належить природним цеолітам, які часто потребують проведення хіміко-термічної модифікації з метою розширення меж їхнього застосування.

Зазвичай адсорбційні властивості матеріалу характеризують ізотерми адсорбції, що визначають залежність сорбційної ємності матеріалу від концентрації адсорбтиву. Вони є важливими характеристиками цих пористих твердих тіл. Ізотерми адсорбції можуть бути описані рівнянням Ленгмюра, Фрейндліха та ін. Форма кривих сорбції залежить від фізико-хімічних властивостей сорбенту та механізму його взаємодії з адсорбтивом. Ізотерми розраховують зазвичай за дослідними даними. Результати зміни адсорбційної ємності клиноптилоліту Сокирницького родовища за різних концентрацій наведено на рис. 1, а.



а б
Рис. 1. Ізотерма Ленгмюра (а) та її лінеаризована форма (б)

Описати адсорбційні процес теоретичним шляхом дуже складно, тому для аналітичного рівняння опису адсорбції іонів Ni^{2+} з розчину цеолітом було використано модель запропоновану Ленгмюром, що описується рівнянням виду

$$a = a_{\infty} \frac{Kc}{1 + Kc},$$

де a – адсорбційна ємність; a_{∞} – графічна адсорбційна ємність при насиченні; K – константа адсорбційної рівноваги; c – рівноважна концентрація.

Для графічного визначення сталих a_{∞} і K процесу адсорбції експериментальні дані апроксимували до рівняння виду $y=kx+b$ та побудували у координатах $c/a=f(c)$ (рис.1, б). Підставивши отримані значення a_{∞} і K отримали рівняння вигляду:

$$a = 2,018 \frac{0,0353c}{1 + 0,0353c}.$$

УДК 504.03; 378.14

Н. Зварич, О. Лясота

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

СУЧАСНІ ВИМОГИ ДО ЕКОЛОГІЧНОЇ ОСВІТИ ФАХІВЦІВ ДЛЯ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ

Сьогодні молодь вступає в життя в епоху не лише бурхливого розвитку науки і техніки, але й негативних наслідків науково-технічної революції та демографічного вибуху. Тривалий час людство живе в умовах, які характеризуються розвитком другої глобальної екологічної кризи, що є наслідком прогресу суспільства тотального споживання. Кожна людина, незалежно від віку, освіти, професії, політичних і релігійних переконань, матеріального стану і місця в суспільстві, причетна до проблеми погіршення стану природного середовища. З одного боку, всі відчують на собі погіршення стану довкілля, тобто погіршення умов існування, але з іншого – кожен вносить свій – менший чи більший (залежно від сфери діяльності, місця проживання та інших факторів) – внесок у процес руйнування природної гармонії. Очевидно, що недостатність екологічних знань і культури, а не злий намір, частіше всього призводить до великої шкоди як довкіллю, так і людям.

Людству потрібні нова філософія життя, висока екологічна культура й свідомість. Слід визнати, що екологічна освіта, незважаючи на її актуальність і важливість у вирішенні проблем екологічної безпеки, ще не стала пріоритетом у нашій державі.

Основними показниками екологічної культури вважають знання загальних закономірностей розвитку природи і суспільства, розуміння взаємозв'язку їх існування і того, що природа склала першооснову становлення й еволюції людства, визначення соціальної зумовленості взаємовідносин людини і природи, подолання споживацького ставлення до природи як джерела матеріальних вигод, уміння передбачити наслідки впливу діяльності людини на біосферу Землі, підпорядкування своєї діяльності вимогам раціонального природокористування, вміння зберегти сприятливі природні умови і конкретну працю.

Формування і розвиток екологічної свідомості студентів ВНЗ всіх спеціальностей є досить важливою проблемою сьогодення, що пов'язано з їх майбутньою професійною діяльністю, а також з інтеграцією в європейський простір і є одним з важливих напрямків освіти в Україні.

Екологічна освіта у вищих навчальних закладах повинна базуватись на збалансованому поєднанні біологічного, технологічного і соціологічного підходів, екологічного, соціально-економічного і соціокультурного вимірів. Вона є різноплановою і повинна охоплювати всі рівні професійної підготовки майбутніх фахівців (молодший спеціаліст, бакалавр, спеціаліст, магістр), щоб забезпечувати потреби держави у висококваліфікованих кадрах, з урахуванням специфіки діяльності ВНЗ і потреб регіонів. У всіх ВНЗ України, включаючи й технічні, гуманітарні та військові, в навчальних програмах в основному передбачені загальноосвітні курси екології.

Особливими вимогами до екологічної освіти фахівців харчових виробництв є те, що їм необхідно в своїй виробничій діяльності приділяти увагу не лише зменшенню впливу виробництва на довкілля, енерго- та ресурсозбереженню, але й забезпечувати відповідність виробленої продукції сучасним вимогам екологічної безпеки, адже від цього буде залежати здоров'я людей, що її споживають. На жаль передбачені в навчальних програмах дисципліни не забезпечують в повній мірі екологічну підготовку фахівців для харчових виробництв.

УДК 621.928.9

В. Каспрук, В. Куц

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОЦІНКА ДОСТОВІРНОСТІ РІШЕНЬ, ПРИЙНЯТИХ ПРИ СТВОРЕННІ ЖАЛЮЗІЙНО-ВИХРОВОГО ПИЛОВЛОВЛЮВАЧА

Оскільки жалюзійно-вихровий пиловловлювач був першим апаратом, що поєднує принципи дії жалюзійних і вихрових пиловловлювачів, деякі технічні рішення і припущення при його створенні доводилось приймати інтуїтивно, передбачаючи їх перевірку в процесі досліджень.

Так як умовою роботи пиловловлювачів із зустрічними закрученими потоками, що є найефективнішими із сухих пиловловлюючих апаратів, є створення в них двох закручених в одному напрямі пилогазових потоків, один з яких рухається знизу вгору, а другий – зверху вниз, і збереження певного співвідношення між ними, важливими елементами конструкції цих апаратів є закручуючі елементи.

В апаратах цього типу вторинний потік газу може подаватися через різні види завихрювачів – кільцевий, лопатевий, тангенціальний, равликopodobний. В ході експериментальних досліджень винахідниками були створені дві основні конструктивні різновидності пиловловлювачів із зустрічними закрученими потоками з розподіленим сопловим і зосередженим вторинним підводом потоку запиленого газу. В пиловловлювачі з розподіленим сопловим вводом вторинний потік закручується системою тангенціальних сопел, які встановлені в апараті в декілька рядів під кутом 15° - 30° і розміщуються в корпусі апарата у вигляді гвинтових ліній. Пиловловлювачі із зосередженим вводом повітря появились в результаті зменшення тиску вторинного газу і виникнення паразитичних завихрень біля вихідної труби, які знижують розділюючі властивості апарата, для усунення цих недоліків.

В розробленій конструкції пиловловлювача закручування обох потоків - первинного і вторинного – здійснюється лопатевими закручуючими пристроями, що знаходяться всередині апарата. Особливістю їх конструкції є те, що площа поперечного перерізу каналів, по яких проходять пилогазові потоки не є постійною, а зменшується в напрямі руху. Досягається це за рахунок виконання внутрішньої стінки закручувача у вигляді зрізаного конуса, а зовнішньої – циліндричною. Продиктоване таке рішення необхідністю направити потоки до периферії апарата, де, власне і відбувається процес сепарації, а також, при цьому створені більш сприятливі умови для очистки потоку при проходженні через жалюзійну решітку, що встановлена по осі апарата, яка обертається під дією повітряних потоків.

При проектуванні лопатей такого закручувача потрібно враховувати те, що для побудови розгортки лопатей застосовуються різні формули для зовнішньої і внутрішньої спіралей. Так для зовнішньої спіралі враховується внутрішній діаметр зовнішньої циліндричної стінки закручувача і його висота, а для внутрішньої враховується ще і зміна діаметра конуса по висоті. Для зменшення гідравлічного опору закручуючих елементів і апарата в цілому можна або зменшувати кількість лопатей в закручувачі, або зменшувати кут повороту потоку в ньому. Принцип розрахунку лопатей закручувача при цьому не змінюється.

Експериментальні дослідження в повній мірі підтвердили правильність прийнятих допущень і рішень при проектуванні цих важливих елементів конструкції пиловловлювача.

УДК 664.655

¹О.Ковальов, ¹Р. Логвінський, ²В. Федорів

(Національний університет харчових технологій)

(Кам'янець-Подільський коледж харчової промисловості)

ВИРОБНИЦТВО ЖИТНЬОГО ХЛІБА У ПЕЧАХ ФТЛ-2

При виробництві житніх та житньо-пшеничних сортів хліба перед випіканням застосовують обжарювання, тобто інтенсивне прогрівання тіста при температурі середовища, вищій за температуру пекарної камери на 80-100°C. Теплофізичні дослідження обжарювання хліба дають змогу виявити механізм процесу обжарювання, а саме вплив обжарювання на швидкість прогрівання хліба і на зміну висоти виробу, температурне поле і ефект термовологопровідності при обжарюванні та випіканні хліба. Отже, обжарювання необхідне для випікання високоякісного житньо-пшеничного хліба з великим об'ємом, правильної форми і з рівномірною пористістю.

Для успішного функціонування хлібопекарських підприємств треба розширювати асортимент виробів високої якості. На наявних хлібо заводах, де встановлені тупикові колісково-подові печі ФТЛ-2, отримувати якісні вироби із житньо-пшеничного борошна неможливо через те, що немає високої температури у першій зоні випікання.

Для де-яких сортів хліба (житнього, житньо-пшеничного подового) гігротермічне оброблення (парозволоження) може бути замінено "обжарюванням". Цей процес використовується у тому випадку, коли парозволоження призводить до утворенню на поверхні виробів розривів. Процес обжарювання призначено для утворення скоринки, яка здатна перебороти розриваючи зусилля, які виникають внутрішнім тиском розширюючих газів. При випіканні житньо-пшеничного хліба необхідно додатково посилено надавати теплоту до нижньої скоринки, за рахунок теплопровідності матеріалу поду печі (колиски). Температура поверхні колиски повинна бути 150 – 200°C.

Співробітники Національного університету харчових технологій разом із Радомишським хлібо заводом (Житомирська обл.) провели реконструкцію печі ФТЛ-2 (див. рис.), що полягає в установці у початковій зоні випікання незалежної електричної попередньої камери.

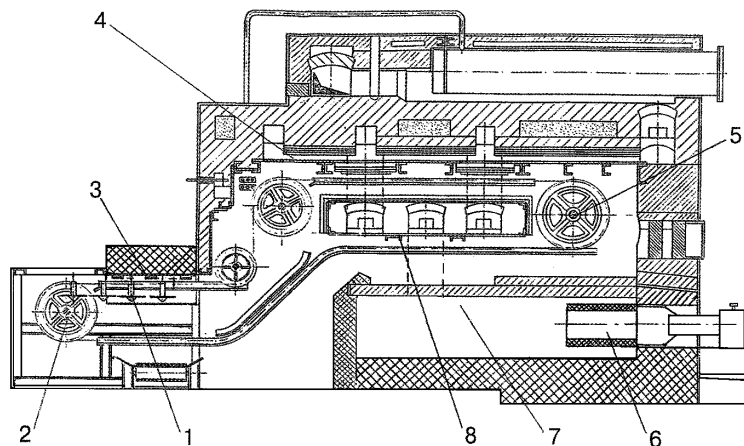


Рис.1 Реконструйована піч ФТЛ-2

- 1 – колиска; 2 – передній приводний вал;
- 3 – електричні нагрівачі; 4 – верхнє перекриття;
- 5 – задній натяжний вал; 6 – газовий пальник;
- 8 – радіатор.

При випіканні житніх виробів камера вмикається на обігрів, а при випіканні пшеничних виробів електронагрівачі вимикаються і вмикається подача пари на зволоження. Внаслідок реконструкції печі поліпшується якість виробів, знижується упікання, розширюється асортимент виробів. У даній печі з'явилась можливість випікати, як пшеничний та і житньо-пшеничний хліб.

УДК 664.665.041

О. Ковальов, С. Беседа

(Національний університет харчових технологій)

ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ХЛІБОПЕКАРСЬКИХ ПЕЧЕЙ

Хлібопекарська піч може працювати з різною продуктивністю G , при цьому величина питомої витрати палива $b = f(G)$ буде змінюватися. Раціональна робота печі досягається тоді коли питомі витрати палива досягають мінімального значення. Визначення раціональної продуктивності з точки зору економії теплоти є важливою задачею. У промислових печах однією з основних величин, найбільш чутливою до зміни продуктивності, є температура відпрацьованих газів $t_{від}$, які ідуть із печі у навколишнє середовище. Це у свою чергу пов'язано з значною втратою теплоти з відпрацьованими газами q_c . Остання величина визначає зміну витрати палива, яке не пов'язане безпосередньо з продуктивністю печі. Тому задача визначення раціональної продуктивності печі зводиться головним чином до встановлення точної або наближеної залежності величини температури відпрацьованих газів від продуктивності.

Нами проведені досліджування роботи печей з рециркуляцією продуктів згоряння (рис.1) – найбільш розповсюдженого типу хлібопекарських печей, при перемінних режимах роботи. У цих печах підвищення продуктивності призводить до збільшення температури відпрацьованих газів, зниження – до зменшення температури відпрацьованих газів.

Збільшення температури відпрацьованих газів, що відбувається з ростом продуктивності печі зумовлюється тим, що підвищення продуктивності викликає відповідну зміну теплового потоку в робочу камеру печі. Ця зміна відбувається в результаті збільшення витрати палива і підвищення початкової температури гріючих газів. При цьому зростання сумарної ентальпії газів визначає збільшення тепловіддачі від них, що приводить до росту відпрацьованих газів.

Мета наших досліджень – установа залежності температури відпрацьованих газів від продуктивності печі і визначення найбільш раціональної продуктивності для печей цього типу.

З метою визначення вхідних шуканих величин і функції відпрацьованих газів від продуктивності для хлібопекарських печей з рециркуляцією продуктів згоряння проведені дослідження, при перемінних режимах, на печі К-ПХМ-25. Дослідження проводили при випічці хліба “Дарницького” подового масою 0,8 кг у всьому практично доцільному для цієї печі діапазоні змін продуктивності $G = 0,069 - 0,079$ кг/с, (у відсотках)

$G = 100 - 115$ %, якщо за 100 % прийняте навантаження $G = 0,069$ кг/год.

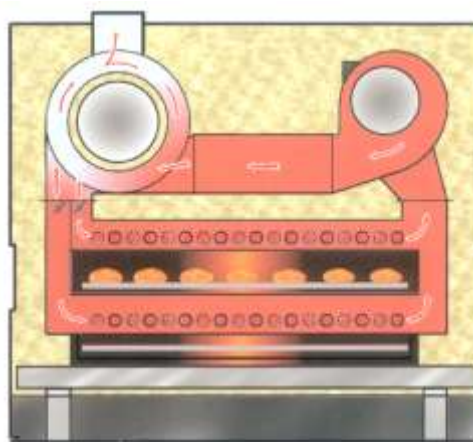


Рис.1. Схема рециркуляційного

УДК 628.511

¹В. Куц, ²Г.Горішна, ¹О.Марціяш

¹(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

²(ДВНЗ «Тернопільський коледж харчових технологій і торгівлі»)

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ І МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ МОКРИХ ПИЛОВЛОВЛЮВАЧІВ

Створення декількох конструкцій пиловловлювачів мокрої очистки дає можливість проаналізувати їх роботу, запропонувати рішення щодо їх подальшого вдосконалення і практичного використання. Це ж стосується і методики експериментальних досліджень цих апаратів, адже стандартна, рекомендована для такого класу обладнання методика, не може охопити особливості конструкцій кожного апарата і до неї необхідно внести певні корективи.

Мокрі пиловловлювачі в порівнянні з апаратами інших типів мають ряд переваг: 1) порівняно незначна вартість і вища ефективність вловлювання, ніж в сухих механічних пиловловлювачах; 2) вони можуть застосовуватись для очистки газів від частинок розміром до 0,1 мкм; 3) вони не лише можуть успішно конкурувати з такими високоефективними апаратами, як рукавні фільтри чи електрофільтри, але і використовуватись в тих випадках, коли ці апарати не застосовуються, наприклад, при високій температурі і підвищеній вологості, при небезпеці загоряння і вибухів очищених газів і пилу, який вловлюється; 4) одночасно з очисткою газів можна вловлювати парові і газові компоненти, тобто їх можна використовувати для охолодження і зволоження газів, як теплообмінники змішування. Недоліками цих пристроїв, в залежності від їх конструкцій, є відносно незначна продуктивність по газу, доволі високий гідравлічний опір, значні габаритні розміри.

Пінні пиловловлювачі належать до найефективніших апаратів мокрої очистки, оскільки в них створюється значна вловлююча поверхня, необхідна для вловлювання дрібних часток. Недоліками цих апаратів є незначна продуктивність по газу (максимальний розмір перерізу апарата складає 5-8 м², а вільний переріз тарілки 0,15-0,25 м²/м²), значна витрата рідини (до 2,5 л/м³), значний гідравлічний опір тарілки (до 1000 Па), незначна (80-100 мм) висота шару піни на тарілці і недостатньо ефективно вловлювання внаслідок цього пилових частинок, особливо малих (до 5 мкм).

В запропонованому авторами пінному апараті вказані недоліки в значній мірі усуваються. Це досягається встановленням декількох (до 10) тарілок, розміщених одна над одною, під якими встановлені нахилені перегородки для підводу запиленого газу під кожен тарілку і переливні труби для протікання рідини з верхніх тарілок на нижні.

До основних елементів конструкції такого апарату входять: корпус прямокутного перерізу, в якому вмонтовані барботажи тарілки, нахилені перегородки, канал підводу запиленого газу, канал відводу очищеного газу, переливні труби.

До особливостей методики експериментальних досліджень таких апаратів слід віднести: 1) при визначенні витрат повітря за мокрими пиловловлювачами слід вносити поправку на зміну тиску, температури і вологості повітря; 2) опір пиловловлювачів, що випробовується повинен замірятись за перепадом повних тисків перед і за ними. Якщо площі перерізів однакові, опір пиловловлювачів визначається за різницею статичних тисків до і після пиловловлювачів.

У зв'язку з тим, що визначення опору за різницею статичних тисків є найточнішим і найменш трудомістким, цей методи рекомендується застосовувати, як основний. Ефективність даного обладнання визначається за чотирьох витрат повітря при середній питомій витраті води в межах, що рекомендується нормами пиловловлювачів.

УДК 621.914.11

О. Лясота

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПІДГОТОВКИ ЗЕРНА ДО ПЕРЕРОБКИ

Однією з головних переробок зерна є борошномельні виробництва. Досвід експлуатації млинів показує, що важливим фактором підвищення якості борошна є покращення методів підготовки зерна до переробки. В процесі підготовки зерна до переробки здійснюється очищення зернової маси від домішок, та відмивання в мийних машинах. Миття зерна в мийних машинах дає змогу вилучити легкі та важкі домішки, очистити його поверхню від пилу та мікроорганізмів і зволожити його, що покращує якість виробленої готової продукції із зерна.

Значна різноманітність за будовою, робочими органами та режимами роботи мийних машин ускладнює завдання можливості експлуатації їх при найбільш ефективних режимах. Удосконалення технологій та технічного оснащення для підготовки та переробки зерна, визначення конструктивних параметрів та режимів експлуатації мийних машин для забезпечення високої якості миття зерна та зниження затрат енергії, є актуальними.

Класичні мийні машини для підготовки зерна до помелу складаються з мийної ванни, в якій розміщені шнекові робочі органи - зерновий та каменевідокремлюючий шнеки; бічевого барабану з лопатями; піногасника, системи сит, приймальних та відвідних пристроїв для мінеральних домішок та очищеного зерна.

Очищення, зволоження та відмивання зерна здійснюється ефективним тертям зернин до робочих органів та між собою.

Теоретичними дослідженнями, проведеними науковцями Н.В. Остапчук, А.А. Гончарук в даній галузі встановлено, що граничне значення коефіцієнта шпаруватості визначається гранулометричним складом зерен і завжди більше 0,3, що відповідає відношенню об'єму води до об'єму зерен як 1:2, ними доведено, що сумісне ефективне тертя між зернинами може відбуватись при шпаруватості $\epsilon > 0,3$.

Ефективність миття зерна визначають за зниженням зольності і приростом вологи в зерні. На ці показники впливають витрати та властивості зерна і води, швидкість обертання робочих органів та їх конструкція. Що до конструкції робочих органів то нами запропоновано використовувати профільні гвинтові робочі поверхні, що забезпечує збільшення тертя між зернинами і до поверхні робочих органів, досягаючи потрібної швидкості і прискорення зернин при менших частотах обертання робочого органу. При переміщенні зернини шнеками на неї діють: сила тяжіння mg , сила тертя до гвинтовій поверхні f_1mg , яка заставляє зернину обертатися, сила тиску суміжних зернин – k_1f_1mg , відцентрова сила $m\omega^2R$, яка притискує частинку до кожуха мийної ванни, сила тертя до поверхні кожуха $f_2m\omega^2R$, яка гальмує обертання частинок разом з гвинтом, а також сила внутрішнього тертя частинок. Зведена дія цих сил призводить до проковзування зернин гвинтовою поверхнею та до осьового переміщення в тому разі, коли кутова швидкість частинки ω_c менша за кутову швидкість шнека $\omega_{ш}$, тобто $\omega_c < \omega_{ш}$.

На цій основі визначено параметри, які необхідні для встановлення узагальнюючих показників найбільш ефективних режимів миття зерна. Випробування показали, що найкращі результати досягаються при частоті обертання профільних шнеків мийної машини $n = 60$ об/хв. При цьому досягається забезпечення високої якості миття зерна та зниження затрат енергії до 15%.

УДК 664.553.1

І. Стадник

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПЕРЕМІШУВАННЯ ЯК СПОСОБУ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ОТРИМАННЯ ОДНОРІДНОЇ МАСИ

Останнім часом у світі постійно виробляються та удосконалюються технологічні лінії для виробництва хлібобулочних виробів, що складаються з машинно-апаратної схеми опарного і безопарного приготування тіста. При створенні обладнання для замішування тіста перевага надається методів інтенсивної механічної обробки, що дозволяє інтенсифікувати виробничий процес і отримати різноманітний асортимент виробів високої якості. Тому вироблення вітчизняних технологій конкурентоспроможних хлібобулочних виробів і рекомендацій щодо створення обладнання для їх механізованого виробництва при замішуванні тіста є актуальними для хлібопекарської галузі.

Виробництво хлібобулочних виробів - складний, багатофакторний процес, який треба розглядати як велику централізовану систему, що складається з декількох підсистем. У зв'язку з цим методологія вироблення раціональних технологій хлібобулочних виробів має базуватися на системному аналізі процесів на макро- та мікрорівнях у межах кожної підсистеми. Загальна характеристика технологічного процесу сприяє його максимальному скороченню як у фізичному вимірі, так і в уявленні при аналізі структури. При організації комплексно-механізованого виробництва хлібобулочних виробів центром технологічного процесу є замішування. Його технологічні параметри взаємозв'язані із структурно-механічними властивостями напівфабрикатів і, відповідно, впливають на їх рецептурний склад та технологію приготування. При виробленні нових технологій замішування тіста структурні властивості напівфабрикатів обумовлюють вибір тістомісильного обладнання або вимоги до створення нового. Тобто вихідні параметри приготування маси тіста впливатимуть на технологічну схему процесу і матимуть дві або три центральні підсистеми: приготування сировини і напівфабрикатів та приготування тіста (рис.).

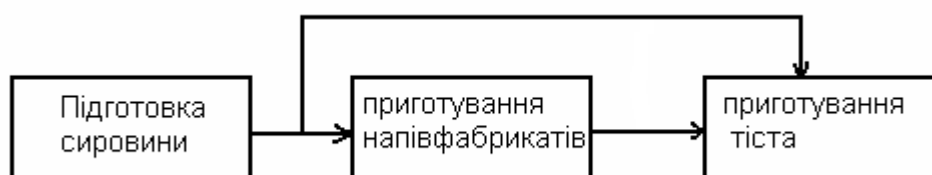


Рис. Технологічна схема замішування.

Досягнення основної та безпосередньої мети замішування - однорідність розподілу фаз, що нерозривно пов'язане з регулятивним процесом утворення структури. У виконаних дослідженнях відзначено, що основна особливість висококонцентрованих харчових дисперсних систем полягає в тому, що їх структурно-механічні властивості дуже чутливі до зовнішніх механічних впливів. За таких умов разом з оптимальними видами механічних впливів в реологічному напрямку тіста необхідно:

- експериментально визначити оптимальні параметри механічних впливів;
- сформулювати умови, необхідні для їх реалізації;
- на основі аналізу найбільш ефективних видів механічних впливів у різних типах машин вибрати перспективні.

УДК 637.1

М. Шинкарик, О. Кравець

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВІДДІЛЕННЯ СИРНОГО ПИЛУ З СИРОВАТКИ ШЛЯХОМ ФІЛЬТРУВАННЯ

Молочна сироватка, що отримується при виробництві молочно-білкових продуктів містить деяку кількість сирного пилу, що переходить в неї в процесі виробництва основного продукту і являє собою частинки сирної маси, розмір яких на порядок менший від розмірів сирного зерна.

Оскільки, на більшості малих та середніх молокопереробних підприємствах сироватку зливають у каналізацію, то разом із неї виробництво втрачає значну частину сирної маси у вигляді сирного пилу, що створює навантаження на очисні споруди.

Тому сироватку потрібно спочатку очистити від сирного пилу.

Як показали дослідження гранулометричного складу сирного пилу, – близько 80% від його загальної маси можна відділити шляхом фільтрування.

При виборі фільтрувального обладнання для очистки сироватки необхідно враховувати вміст сирного пилу в сироватці та його властивості.

Експериментальним шляхом встановлено, що сироватка отримана при виробництві сиру кисломолочного містить 2-3 г/л сирного пилу (в залежності від особливостей технологічного процесу).

Таким чином, при фільтруванні, з 1 м³ сироватки можна відділи до 2,4 кг сирного пилу.

Також, при виборі фільтра потрібно враховувати таку особливість сирного пилу, як здатність до адгезії. Дослідження показали, що сирний пил володіє сильними адгезійними властивостями. Крім того, адгезія сирного пилу стрімко зростає з часом. Зокрема встановлено, що на протязі перших 50с. контакту величина адгезійної міцності зростає в два рази. Також адгезійна міцність залежить від зовнішнього тиску. У зв'язку з цим процес фільтрування потрібно проводити при низьких напорах рідини, що фільтрується.

Ефективність фільтрування напряму залежить від компресійно-фільтраційних характеристик осаду (сирного пилу), та від того, яким чином вони змінюються під дією зовнішнього тиску. Встановлено, що за компресійно-фільтраційними характеристиками сирний пил можна віднести до стисливих осадів, яким властивий модуль стисливості та коефіцієнт фільтрування. Експериментальні дослідження показали, що при тиску, що діє на шар осаду 3,5 кПа і більше коефіцієнт фільтрування набуває значень, при яких процес фільтрування ускладнюється, а при тиску $p > 4,5\text{кПа}$ – стає практично неможливим.

Висновки.

На основі аналізу властивостей сирного пилу можна сформулювати наступні вимоги до фільтра для очистки сироватки:

- постійне відведення відділеного сирного пилу;
- періодична регенерації фільтрувальної поверхні;
- антиадгезійний матеріал фільтрувальної поверхні;
- робочий тиск фільтрування до 4,5 кПа.

**Секція: МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

Керівники: проф. Р.Рагатинський, проф. Т.Рибак

Секретар: доц. А. Бабій

УДК 631.4

А. Бабій, Т. Рибак, М. Бабій

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

**АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПРИВОДНИХ
МЕХАНІЗМІВ КОСАРОК СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВИХ**

Сучасний розвиток машинобудування ставить перед конструкторами все нові і нові задачі. Великі акценти зараз спрямовані на енергозбереження в будь-якій галузі народного господарства. Однією з найбільш енергоємних галузей є сільськогосподарське виробництво. Звуживши коло свого дослідження, розглянемо деякі аспекти енергозберігання при роботі косарок сільськогосподарського призначення, що працюють за принципом підпорного зрізу.

Розвиток і вдосконалення конструкцій косарок спирається на дослідження самого процесу різання, підвищення надійності приводних механізмів та зменшення енергозатрат на їх функціонування. Саме недосконалість ланок приводного механізму ріжучого апарату призводить до частих поломок.

Коротко проаналізуємо основні типи приводних механізмів.

В найбільш загальному вираженні представляють просторовий кривошипно-повзунний механізм. Він може утворювати плоскі несиметричний або симетричний кривошипно-повзунні (шатунні) механізми. Ввівши в його конструкцію додаткову ланку з поводком та відповідно їх закріпивши, утворюється, так званий, механізм коливної вилки. Модернізація останнього дає механізм коливної шайби.

Перевагою приводних механізмів косарок типу коливної вилки та коливної шайби є їх компактність. Такі механізми є невибагливим до місця розміщення на машині. Проте, вони мають і суттєві недоліки, які полягають у високій точності виготовлення окремих деталей та виконанні складних збірних операцій. В протилежному випадку спостерігається значне нагрівання деталей та швидкий вихід їх з ладу. Крім того, в таких механізмах спостерігається значна незрівноваженість інерційних мас при здійсненні ножем зворотно-поступального руху. Саме цей процес є основним «руйнівником» кінематичних пар (шарнірів) та ланок приводного механізму. Також на подолання сил інерції витрачається основна частина потужності приводу, що передається для виконання всього процесу скошування. Тому тут «напрошується» висновок про необхідність зменшення затрат потужності на подолання сил інерції. Домінуючою повинна бути потужність, що витрачається тільки на процес різання.

Розвиваючи дослідження такого спрямування, було прийнято рішення встановити на брусі сегментно-пальцевої косарки із несиметричним (дезаксіальним) кривошипно-шатунним механізмом два пружні елементи для виконання ролі «пружних гальм» та «акумуляторів» кінетичної енергії мас приводу та ножа. Ці елементи поглинають кінетичну енергію рухомої маси, «заряджаються» і «віддають» накопичену енергію, коли планка коси змінює напрямок свого руху. Правильно підібравши, жорсткість пружних елементів, можна досягти близько резонансного режиму планки коси з сегментами, що буде підтримуватися вимушуючою силою через приводний механізм.

Таким чином, використання пружних елементів в конструкції приводу сегментно-пальцевої косарки дозволить зменшити інерційні знакозмінні сили в з'єднувальних шарнірах при зворотно-поступальному русі планки коси з сегментами і тим самим зменшить затрати потужності на привід різального апарату в цілому, а також це забезпечить підвищення надійності та ресурсу роботи вказаних кінематичних пар та ланок механізму.

УДК 621.01

Г. Довбуш, Г. Цьонь, А. Довбуш

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ВПЛИВ ЛІНІЙНИХ РОЗМІРІВ ЕЛЕМЕНТІВ РАМИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ММПЕД ТА ЙОГО МОДИФІКАЦІЇ

У даній роботі показана доцільність модифікацій ММПЕД, яка полягає у спрощенні виразів потенціальних енергій деформації.

Потенціальна енергія від деформації згину та кручення для системи, показаної на рисунку 1, становить:

$$U_0 = U_M + U_K, \quad (1)$$

$$\text{де } U_M = \frac{1}{2EI_0} \left[\int_0^a \kappa \cdot x^2 dx + \int_0^a \kappa \cdot a + X \cdot x - P \cdot x^2 dx + \int_0^l \kappa \cdot x - P \cdot x^2 dx \right] -$$

потенціальна енергія від деформації згину;

$$U_K = \frac{1}{2GI_k} \left[\int_0^l \kappa \cdot 2a - P \cdot a^2 dx \right] - \text{потенціальна енергія від деформації кручення.}$$

Використовуючи метод ММПЕД [1], $\frac{dU_0}{dX} = 0$, а також $\frac{dU_K}{dX} = 0$, визначаємо реакцію X при різних значеннях a та l для елементів рами відкритого профілю, а саме: швелер №12, $P=10000\text{H}$. За результатами розрахунків будемо графіки (рисунок 2). Значення реакції X при $l=a$ повністю співпадає за двома методами, а при інших співвідношеннях l/a різниця в значення X не значна, в межах 5%.

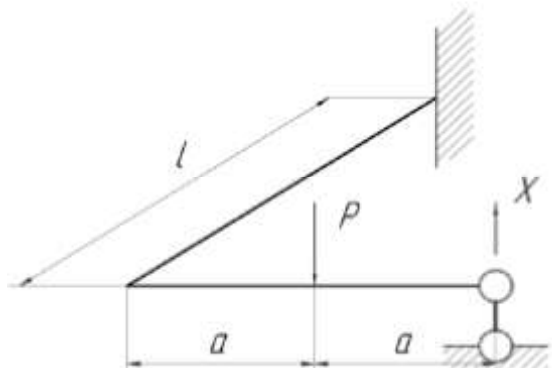


Рис. 1. Розрахункова схема

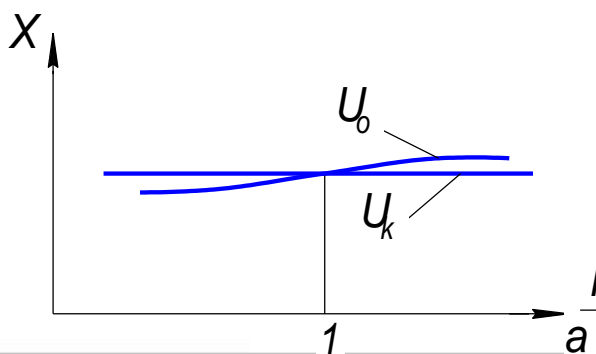


Рис. 2. Графік потенціальної енергії від деформацій

Так, як вирази потенціальної енергії від деформації кручення значно простіші від виразів енергії згину, тоді доцільно модифікувати ММПЕД в якому враховувати лише енергію від деформації кручення.

Перелік посилань

1. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль: "Збруч", 2002. – 332 с.

УДК 621.01

Г. Довбуш, Г. Цьонь, А. Довбуш

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

МОДИФІКАЦІЯ МЕТОДУ МІНІМУМУ ПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЕФОРМАЦІЇ (ММПЕД)

Розрахунок рамних конструкцій - це складний аналітично-графічний процес. Складність полягає в тому, що будь-яка плоска рама чи просторова складається з численних замкнутих контурів, які при довільному зовнішньому навантаженню є шість разів статично невизначеною. У деяких випадках напруження у рамних конструкціях, отримані методом кінцевих елементів і експериментальним (тензометричним) методом можуть суттєво відрізнятись (на 30-40 %), тому є необхідність перевіряти отримані розв'язки іншими методами. Використання методу мінімуму потенціальної енергії деформації (ММПЕД) для розрахунку таких конструктивних систем є доступний, хоча без його спрощення (модифікації) використовувати складно. Модифікація цього методу для плоских рамних конструкцій навантажених зовнішніми силами, які діють перпендикулярно до неї (рис.1) полягає в тому, що потенціальними енергіями від деформацій розтягу-стиску (N), зсуву (Q) та згину (M) нехтуємо.

Для прикладу: раму виготовляємо із швелера №12, $a=0,3\text{м}$, $b=0,4\text{м}$, $P_1=10000\text{Н}$, $P_1^1=7500\text{Н}$, $P_2=15000\text{Н}$, $P_2^1=12500\text{Н}$. Потенціальна енергія деформації розглядуваної конструктивної системи у такому випадку запишеться у формі суми потенціальних енергій двох її частин:

$$U = U_I + U_{II}, \quad (1)$$

де $U_I = U_{IM} + U_{IK}$ - потенціальна енергія деформації згину та кручення

Рис.1. Розрахункова схема елементів першої частини рами.

$U_{II} = U_{IIM} + U_{IIC}$ - потенціальна енергія

деформації згину та кручення елементів другої частини рами. Використовуючи ММПЕ

[1], а саме $\frac{dU}{dM} = 0$, $\frac{dU}{dK} = 0$, $\frac{dU}{dQ} = 0$, визначаємо M, K, Q. Розв'язуємо аналогічні

рівняння з урахуванням лише потенціальної енергії деформації кручення. Для порівняння результатів обчислення внутрішніх силових факторів рами проводимо розрахунок за допомогою ППП Ліра-9,2. Результати заносимо у таблицю.

Згин + кручення			Кручення			ППП Ліра-9,2		
M, Н·м	K, Н·м	Q, Н	M, Н·м	K, Н·м	Q, Н	M, Н·м	K, Н·м	Q, Н
2621	-220,5	378,6	2625	-224	374,8	2600	-204	283

Проведені порівняльні дослідження показали достатньо високий рівень збіжності результатів. Отже, для розрахунку типових несучих конструктивних систем з поперечним перетином відкритого профілю можна використовувати ММПЕД, тобто, при визначенні потенціальної енергії деформації враховувати лише потенціальну енергію деформації кручення елементів рами.

Перелік посилань

1. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. - Тернопіль: "Збруч", 2002. - 332 с.

УДК 669.539

П. Попович, Г. Цьонь

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

КОМПЛЕКСНИЙ АНАЛІЗ ВІДМОВ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ПРИЧЕПІВ

Дослідження показників надійності тракторних причепів типів ММЗ-771Б та ММЗ-768Б проводилися з врахуванням даних експериментальних випробувань на машино-випробувальних станціях (МВС) в обсязі 2000 годин при транспортних роботах, у т.ч. 3500 циклів навантаження-розвантаження, що складає 50% напрацювання, передбаченого технічними умовами [1]. Очевидно, організація транспортних робіт на МВС не ідентична реальним умовам експлуатації, що впливає на показники надійності, а саме: підвищуються коефіцієнти готовності та середнє напрацювання на відмову, понижується параметр потоку відмов. Орським заводом тракторних причепів проведені дослідження експлуатаційної надійності напівпричепів ММЗ-771Б і ММЗ-771, причепів та напівпричепів ММЗ-768Б і ММЗ-768. Під наглядом знаходилися 47 напівпричепів ММЗ-771 і 15 напівпричепів ММЗ-771Б, також 13 причепів ММЗ-768 та 7 причепів ММЗ-768Б, виготовлених різними підприємствами. Їх експлуатація здійснювалася протягом усього року при перевезенні мінеральних і органічних добрив, інших насипних і штучних вантажів.

Отже, складові на які діють змінні навантаження (несуча система, підвіска) мають недостатній ресурс: відсоток відмов становить 50% - 80%. Зі всіх агрегатів особлива увага приділяється тримкій рамі, вона, будучи базовим агрегатом причепа (12%-48% від маси с/г машини), лімітує довговічність причепа в цілому [4].

Найбільш характерними відмовами несучих систем всіх моделей транспортних с/г машин є тріщини в зварних з'єднаннях рам [1, 2, 3], деформації і тріщини дишла, лонжеронів і поперечини. Практично у всіх причепах, несуча система при напрацюванні 22-30% від терміну служби до капітального ремонту, має відмови. Множина причин переходу металокопструкції у стан відмови дає можливість зробити висновок про причину – наслідковий комплекс подій, які спричиняють відмови. Аналіз структури комплексу відмов є важливою складовою комплексної системи забезпечення надійності і несучості несучих рам сільськогосподарських причепів. В цілому, домінуючими причинами відмов металокопструкцій є дефекти виготовлення (етап виробництва), а також помилки у проєктах (етап проєктування), сумарний процент відмов, спричинених недостатнім рівнем якості проєктування і виробництва, може досягати більше 60%. Аналіз причин крихкого руйнування зварних металокопструкцій подає вплив окремих факторів за частотою їх появи при аварійних станах, сумарно, фактори, пов'язані з концентрацією напружень і розвитком тріщин становлять до 50%.

Перелік посилань

1. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств/ Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
2. Классификатор отказов тракторных прицепов. -Центральная МИС, Солнечногорск, 1975.-46 с.
3. Оптимизация конструктивных параметров несущих металлоконструкций прицепов: Отчет. /Оренбургский политехнический институт.: Руководители работы Е. А. Бондаренко, К. Е. Щурин. - N ГР 01890006482: Оренбург, 1989.- 95 с.
4. РТМ 23.2.75.- 82. Руководящий технический материал. Рамы сварные сельскохозяйственных машин. Конструкторско-технологическое проектирование. – М.: ВИСХОМ, 1982. – 111 с.

УДК 631.356.22

Т. Рибак, О. Цьонь

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОБГРУНТУВАННЯ СХЕМИ ЗРІЗУВАННЯ ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ПЛОСКИМ НОЖЕМ

Відповідно до техніко-агрономічних вимог відбувається вдосконалення і модернізація бурякозбиральної техніки. Сучасний парк бурякозбиральної техніки представлений великою кількістю машин, які відповідно до своїх функціональних властивостей можуть працювати при різних агротехнічних умовах.

Одним із основних параметрів до якого ставляться високі вимоги під час виконання технологічного процесу збирання є якість зрізу гички з головок коренеплодів. Ступінь очистки коренеплодів від гички відіграє важливу роль при подальшому їх зберіганні та переробці.

Продуктивність машини та якість зрізування головок коренеплодів від залишків гички безпосередньо залежить від конструкції ножів та принципу їхньої роботи. Плоскі ножі працюють за допомогою однієї із схем зрізування гички: рублення, ковзання, рублення з ковзанням (рис.1).

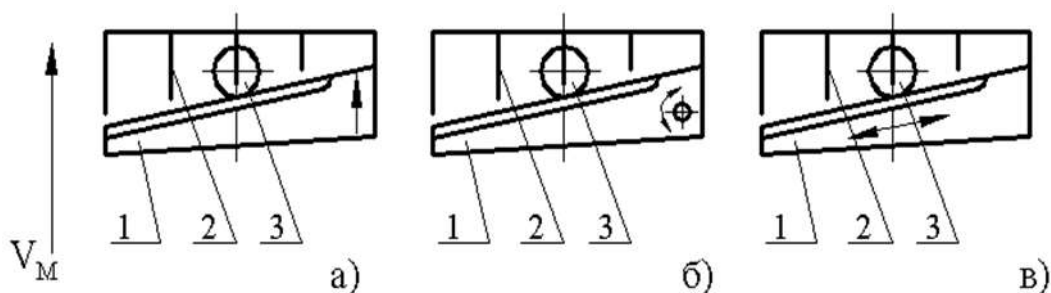


Рис. 1. Схеми зрізування гички цукрових буряків:
1 – плоский ніж; 2 – гребінчастий копір; 3 – коренеплід

Ніж, що працює за схемою рублення (рис.1а) використовуються у бурякозбиральних комбайнах західного виробництва. Недоліком даної схеми дообрізки головок коренеплодів є утворення сколів, а також швидке затуплення ріжучої кромки ножа.

Плоскі ножі, що працюють за принципом ковзання (рис.1б) мають можливість здійснювати поворот навколо осі, однак за рахунок зміни відстані між копіром та ріжучою кромкою ножа відбувається погіршення якості дообрізування головок коренеплодів.

Перспективним методом для зрізування гички коренеплодів цукрових буряків є використання схеми рублення з ковзанням (рис.1в). У даному випадку ніж переміщується вздовж ріжучої кромки, що забезпечує постійний зазор між кромкою та копіром, а зворотньо-поступальний рух плоского ножа дозволяє зменшити зусилля різання та підвищити якість виконання технологічного процесу.

Дана схема зрізування гички може використовуватися при застосуванні однофазної функціональної схеми очищення головок коренеплодів від залишків гички на корені (високе зрізування гички роторним гичкозрізувальним пристроєм з подальшим доочищенням її активним плоским ножем з пасивним гребінчастим копіром).

УДК 621.01

Т. Рибак, Т. Довбуш

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДИФІКАЦІЙ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МЕТОДІВ ДЛЯ ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ С/Г МАШИН

У сучасній інженерній практиці, у зв'язку з розвитком комп'ютерної техніки та розробкою універсальних прикладних програм, використовуються розрахункові моделі, побудовані за методом кінцевих елементів (МКЕ). Переваги МКЕ у порівнянні із традиційними числовими методами полягають у простоті алгоритмізації, можливості повної автоматизації складання рівнянь і отримання результатів для будь-яких складних комбінованих систем [1]. Поглиблений аналіз отриманих результатів приводить до висновків, що МКЕ забезпечує отримання значень внутрішніх силових факторів, переміщень та інших характеристик у вузлах кінцевих елементів локально, але не враховує вплив змін перепадів жорсткостей на деформовану несучу систему в цілому. Як відзначається в роботах [2], [3] напруження у рамних конструкціях отримані МКЕ і експериментальним (тензометричним) методами можуть суттєво відрізнятись (на 30-40 %).

Дана обставина і є принциповою основою розвитку методів оцінки напружено-деформованого стану конструктивних систем як континуальних систем. Вірогідність результатів можна забезпечити лише при коректному моделюванні геометрії і фізичних властивостей конструкції. Результати розрахунку методом кінцевих елементів повинні, при можливості порівнюватися з даними, побудованих на класичних постулатах аналітичних досліджень.

Одним з таких підходів - є модифікація ММПЕДКС, завдяки чому забезпечуються властивості безперервності функції потенціальної енергії з врахуванням домінуючої потенціальної енергії деформації зокрема для конструкцій, що складаються з елементів відкритого профілю, енергії деформації кручення. У загальному випадку потенціальна енергія деформації плоских просторово-навантажених конструкцій рам запишеться

$$U = U_M + U_K. \quad (1)$$

Співвідношення потенціальних енергій деформацій, кручення та згинальної для відкритого профілю типу швелерів в даному випадку складає

$$\frac{U_K}{U_M} = \frac{EI_0}{GI_K} = 2,5 \frac{I_0}{I_K} \approx 2,5(60 \div 300) = 150 \div 750, \quad (2)$$

де $\frac{I_0}{I_K} \approx 60 \div 300$ - для типових прокатних швелерів [4].

Приведена різниця в співвідношеннях потенціальних енергій деформацій для відкритих профілів дає підставу на нехтуванням енергією від деформацій розтягу-стиску та згину.

Перелік посилань

1. Еременко С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. – Харьков: Основа, 1991. – 272 с.
2. Черников С.А., Садчиков К.В. О достоверности расчетных оценок НДС рамы грузового автомобиля / Проблемы машиностроения и надежность машин, 1998. – №3. – С. 117-121.
3. Вырский А.Н. Исследование нагруженности рамных конструкций // Тракторы и сельхозмашины, 1990. - № 11. – С. 26 – 27.
4. Рудицын М.Н., Артемов П.Я., Любошиц. Справочное пособия по сопротивлению материалов. - Минск : "Вышэйшая школа", 1970. - 640 с.

УДК 669.539

С. Сікорський, Я. Господарський, П. Попович

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

МОДЕЛЬ ПОПЕРЕДНЬОЇ ОЦІНКИ РЕСУРСУ НЕСУЧИХ РАМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПРИЧЕПІВ

Для металоконструкцій часто застосовуються модифікації лінійної гіпотези сумування накопичених пошкоджень від втоми: втомне пошкодження, яке спричинене амплітудою напруження є частиною від загального, яке відповідає появі тріщини втоми, або пошкодження викликане циклом напруження, не залежить від стану деталі в даний момент і від попереднього навантаження, а сумується з пошкодженнями, викликаними попередніми циклами. Величина змінних напружень і кількість циклів їх зміни, яку може витримати металоконструкція до руйнування пов'язані між собою кривою Велера, з рівняння якої

$$\sigma^m \cdot N = \sigma_R^m \cdot N_0 \text{ або } N = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_R}{\sigma} \right)^m \quad (1)$$

де m – показник степеня, залежить від матеріалу, виду навантаження, концентрації напружень і коефіцієнта асиметрії.

Результуюча залежність для оцінки ресурсу відповідно до

$$T = a/D \quad (2)$$

де a – безрозмірна величина накопиченого пошкодження для стадії граничного стану;
 D – накопичене пошкодження за одиницю часу

$$D = n \cdot \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \frac{f(\sigma)}{N(\sigma)} d\sigma \quad (3)$$

n – очікувана кількість циклів за одиницю часу;

$f(\sigma)$ – густина розподілу амплітуд напружень;

$N(\sigma)$ – рівняння кривої втоми (2).

У машинобудуванні, для випадку багатоциклової втоми, задовільну згоду з емпіричними розподілами забезпечує розподіл Вейбулла-Гнеденка

Отже, для попередньої оцінки ресурсу на етапі проектування несучих металоконструкцій мобільних с/г машин раціонально застосовувати залежність

$$T = \left[n \cdot \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \frac{\left(\frac{E}{(0.55V^2 - 0.57V + 1.02)} \right)^{V-1.069} \cdot \left(\frac{\sigma}{(0.55V^2 - 0.57V + 1.02)} \right)^{(V-1.069-1)} \cdot e^{-\left(\frac{\sigma}{(0.55V^2 - 0.57V + 1.02)} \right)^{V-1.069}}}{N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_R}{\sigma} \right)^m} d\sigma \right]^{-1} \quad (3)$$

УДК 631.3.001.2

М. Сташків

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ШТАНГОВИХ ОБПРИСКУВАЧІВ

У підвищенні врожайності сільськогосподарських культур та збільшенні виробництва продукції рослинництва важливе місце належить боротьбі з бур'янами, шкідниками та хворобами культурних рослин.

Ринок України зараз насичений як вітчизняними, так і зарубіжними машинами для хімічного захисту у рослинництві і внесення рідких комплексних добрив.

Ефективність експлуатації штангових обприскувачів визначається, в основному, трьома показниками: якістю виконання технологічного процесу, продуктивністю агрегату та його надійністю. Ці показники, в свою чергу, характеризуються різними функціональними (рівномірність внесення пестицидів, величина втрат робочої рідини, перекриття суміжних проходів, швидкість руху агрегату та ін.) і конструктивними (місткість бака, ширина захвату агрегату, відстань між розпилювачами, тип штангової підвіски та ін.) параметрами.

Технічний рівень вітчизняних обприскувачів в останні роки значно зріс. Вони комплектуються імпортованими вузлами та робочими органами і за якістю роботи практично сягають рівня зарубіжних аналогів. Проте вітчизняні обприскувачі поступаються імпортованим за надійністю роботи. Причинами низької надійності (виходу техніки з ладу) є конструктивні недоробки на стадії проектування (20-30%), відкази внаслідок низької якості виготовлення та складання машин (20-30%), низького технічного рівня та якості матеріалів, елементної бази комплектуючих (35-40%), відмови через порушення правил експлуатації техніки в господарствах та низьку кваліфікацію обслуговуючого персоналу (10%), інші відмови – 5-10%. Однією з основних причин виходу з ладу сільськогосподарської техніки є недостатній запас втомної міцності несучих систем машин.

Сучасний рівень конструювання і технології виготовлення базових вузлів штангових обприскувачів пов'язаний з проблемами оптимізації їх елементів за матеріаломісткістю, геометрією побудови основних принципів схем та прогнозування ресурсу роботи. Певного ефекту при розв'язанні цих проблем можна досягти шляхом вирішення на належному рівні наступних аналітично – пошукових і експериментально – дослідницьких задач:

1. Теоретичні дослідження шляхів підвищення ресурсу роботи несучих елементів з врахуванням стану матеріалу, його дефектності, фізико-хімічних факторів, які діють під час експлуатації машини; розв'язок нелінійних задач динаміки машин в залежності від характеру ґрунту та рельєфу поля, жорсткості підвіски сільськогосподарської техніки, типу робочих органів, об'єму бункерів, гідрударів в ємкостях, ширини розгортки штангових обприскувачів, їх стабілізації при виконанні технологічного процесу.

2. Експериментальні дослідження динаміки навантаження машини в натурних умовах експлуатації.

3. Розробка критеріїв оцінки міцності та ресурсу конструкцій з позицій циклічної тріщиностійкості несучої конструкції з врахуванням дефектності елементів.

4. Отримання параметрів конструкцій з прогнозованим ресурсом роботи, побудова принципів схем, формування альбому робочих креслень.

УДК 631.316.022

О. Ферендюк

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОБГРУНТУВАННЯ ШВИДКОСТІ ВЗАЄМОДІЇ РОТАЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ З ГРУНТОМ

У сучасному землеробстві при виконанні польових механізованих робіт особливе місце відведене енергозбереженню. При її створенні важливо дотримувати наступну умову: робочий орган повинен приводити ґрунт в необхідний стан з найменшими витратами енергії при збереженні його структури.

Якщо ступінь дії робочих органів практично не змінюється в межах оброблюваного поля, то структура, фізико-механічні характеристики, родючий горизонт варіюються в значних межах. Тому пошук прийомів і технічних засобів, здатних вибірково підходити до кожної конкретної ділянки з метою отримання заданої якості обробки ґрунту, — вельми актуальне завдання.

Очевидно, що при обробці ґрунту треба вибирати такі деформації, яким вона чинить найменший опір. Ґрунт є пружно-пластичним тілом. У ньому при деформації виникнуть напруження, які залежать не тільки від їх видів і розмірів, но і від швидкості, з якою розвиваються деформації. Тому для обробки ґрунту слід виявити оптимальну швидкість дії робочих органів, величину часу передачі імпульсу сили.

Відомо, що ґрунт найбільший опір чинить при її деформації за рахунок сил стискування. Для більшості ґрунтів границя міцності на стиск в 6...10 разів більша, ніж на зріз, і в 10...30 раз більше, ніж на розтяг. Ця обставина вимушує дослідників шукати робочі органи для кришіння ґрунту, що використовують деформації розтягу або згину. На жаль, не вдається створити робочі органи, що використовують при руйнуванні ґрунту тільки один з видів деформацій. Рішенню цієї задачі може сприяти пошук поєднання технологічних операцій і робочих органів, які доповнюючи один одного, забезпечують мінімальну силову дію на ґрунт.

Для визначення оптимальної швидкості дії ротаційних робочих органів фрез на ґрунт слід знати тип їх взаємодії. Процес роботи ножів фрез носить ударний характер. Відрізання ґрунтового пласта, при якому долається його опір, відбувається майже миттєво, приблизно за 0,025...0,05 с.

Крім того, для будь-якого тіла існує певна швидкість деформації при якій зовнішні сили зрівноважуються внутрішнім опором. Перевищення швидкості деформації при якому внутрішні сили стануть більші зовнішніх, приведе до руйнування, унаслідок якого тіло стане крихким, і до збільшення енерговитрат.

Таким чином, якщо швидкість деформації ґрунту більша швидкості робочого органу, то між фронтом хвилі деформації і передньою кромкою робочого органу утворюється зруйнована зона. Тоді такий робочий орган рухається в ґрунті, між частинками якої вже порушені внутрішні зв'язки. У разі, коли швидкість деформації не перевищує швидкість робочого органу, він рухається в ґрунті з непорушеними зв'язками, долаючи більший опір, чим при першому випадку. Це спостерігається при різанні перезволожених, пластичних і лугово-болотяних ґрунтів. Отже, в подібних випадках критерієм визначення максимальної швидкості руху робочого органу є чисте, без розриву різання волокон рослинних залишків і ґрунтів. При цьому швидкість різання значно перевищуватиме швидкість деформації].

Розглянуті параметри служать основою для проектування ротаційних робочих органів з гвинтовими елементами.

УДК 621.358.42

Н. Хомик

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ПРУЖНА СИСТЕМА ПРУТКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

У механізмах транспортерів коренезбиральних машин динамічні навантаження відіграють вирішальну роль. Пружні ланки конвеєрів - ланцюги, паси деформуються під дією зовнішніх навантажень; робочі елементи конвеєра (маси) здійснюють основний рух і малі коливання, тобто переміщуються з різними миттєвими швидкостями, і кожна з мас у деякі моменти часу випереджає сусідню або відстає від неї. Відповідно до цього змінного руху, маси між собою періодично стискаються або розтягуються із збільшенням чи зменшенням сил відносно зусилля, що передається.

Змінна складова сил або моментів при пружних коливаннях може бути настільки великою, що сумарні миттєві значення їх можуть значно перевищити статичні та інерційні навантаження і призвести до перевантажень і руйнації окремих елементів конструкції. Збільшуючи натяг тягових елементів елеватора можна досягнути більш стійких коливань полотна і отримати місцеве прискорення, вертикальна складова якого майже на всій довжині транспортера буде більшою за складову прискорення вільного падіння, що створює умови для відриву транспортованих частинок від елеватора на всій його площині. Однак, із збільшенням натягу різко зростає навантаження на привод елеватора і вали, а також зношування тягових елементів, особливо ланцюгових.

Пружна система пруткового транспортера, виведена будь-яким способом із стану рівноваги, здійснює коливальний рух. Коливання відбуваються навколо положення пружної рівноваги, при якому у навантаженій системі відбуваються статичні деформації і виникають відповідні їм статичні напруження. При коливаннях також виникають динамічні деформації, які залежать від виду коливного руху і від величини розмаху тобто амплітуди коливань. У зв'язку з цим змінюються і напруження.

Кількість енергії, яку отримує система при виведенні її зі стану рівноваги дорівнює сумі кінетичної і потенціальної енергії вантажу і пружної системи. При вільних коливаннях ця величина постійна, тобто відбувається безперервний процес перетворення енергії, який не супроводжується втратами.

Пружна система тримкого елемента пруткового транспортера може бути представлена як балка на двох опорах, до якої прикладений транспортований вантаж P . Під дією вантажу балка прогнеться і її зігнута вісь займе положення кривої. Кінетична енергія дорівнює сумі кінетичної енергії вантажу і кінетичної енергії балки. Повна потенціальна енергія такої системи залежить від матеріалу балки, осьового моменту інерції поперечного перетину балки, відстаней від опор до навантаженого перетину a і b та деформації навантаженого перетину при коливаннях у будь-який момент часу.

Вважаючи, що $U + T = const$, продиференціюємо за t і розв'язавши одержане диференціальне рівняння другого порядку, одержуємо вираз для визначення частоти власних коливань розглядуваної пружної системи, $w_0 = \sqrt{g/\delta_{ПП}}$, де пружна

деформація визначається залежністю $\delta_{ПП} = \frac{a^2 b^2 (P + k\gamma Fl)}{3EI(a+b)}$, у якій k - коефіцієнт, що

залежить від довжини балки і відстані від опор до перетину, у якому прикладено вантаж, γ - питома вага матеріалу балки, F - площа поперечного перетину балки.

Зменшення частоти власних коливань пружної системи і динамічного коефіцієнта, можна досягнути, врахувавши власну вагу тримкого елемента конструкції, що веде до зміни його геометричних характеристик, тобто знижує металоємність.

УДК 631.356.22

Т. Рибак, О. Цьонь

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Розглянемо конструкції існуючих гичкозрізуючих апаратів та доочисників головок, що використовуються для очищення коренеплодів від гички: HolmerTerraDos T3, FranzKleine SF 10.

Бурякозбиральний комбайн HolmerTerraDos T3 (якість обрізування головок 77,9%) використовує гичкозрізуючий апарат із мінімальним зрізом. Незалежно від висоти коренеплоду відбувається незначний його зріз, який точно регулюється. Зрізання гички відбувається за допомогою різального апарату роторного типу, на якому шарнірно закріплені ножі. Дообрізування головок коренеплодів здійснюється дообрізувачами з пасивними гребінчастими копірами та пасивними ножами (рис. 1), що встановлені під кутом до рядка.

Завдяки наявності твердосплавного напилення ножі гичкоріза автоматично заточуються, що підвищує термін їх експлуатації.

Комбайн FranzKleine SF 10 обладнується інтегральним і серійним гичкорізами, що складаються із валу подрібнювача гички, транспортуючого шнека гички, гичкорозкидача і дообрізувача, що змонтований на лижній рамі [1]. Оператор комбайна має можливість проводити регулювання висоти і частоти зрізу в залежності від відстані між коренеплодами, а також враховуючи рівні заглиблення коренеплодів у ґрунті.

Використання дообрізувача гички «Opti-cut» (рис.2) дозволяє підвищити якість обрізування головок коренеплодів до 79,4%. Даний дообрізувач обладнаний функцією автоматичного регулювання товщини зрізу, що дозволяє забезпечувати оптимальну якість зрізу гички при різних агрокліматичних умовах. Його конструкція передбачає використання плоского пасивного ножа.

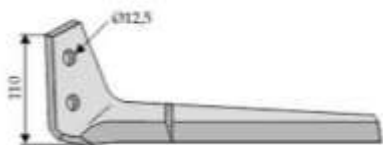


Рис.1. Ніж гичкорізного апарату комбайна HolmerTerraDos T3



Рис.2. Дообріжчик гички «Opti-cut»

Проведений аналіз конструкцій машин, що забезпечують видалення гички з коренеплодів, доводить, що при дообрізуванні головок коренеплодів більшість заводів виробників (як вітчизняних так і закордонних) застосовують схеми з плоским пасивним ножем.

Різання активним ножем відбувається методом рублення. Привівши у зворотнопоступальний рух плоский ніж можливо забезпечити підвищення якості зрізу головок коренеплодів цукрових буряків, а також зменшити його зусилля різання. Оскільки велика кількість виробників бурякозбиральної техніки використовують схеми дообрізки з пасивним ножем, теоретичні і експериментальні дослідження механізму приводу плоского ножа, а також його взаємодія з копіюючим механізмом є актуальними питаннями сьогодення.

Перелік посилань

1. Zuckerrüben - Erntemaschine SF10 // Проспект фірми FranzKleine. -Maschinenfabrik GmbH&Co, Postf. 1250.

ЗМІСТ

В. Барановський	5
АДАПТОВАНА КОРЕНЕЗБИРАЛЬНА МАШИНА	
С. Білик	6
ПРИСТРІЙ ДЛЯ ШЛІФУВАННЯ СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ	
Б. Бригадир, О. Ляшук	7
УНІВЕРСАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАМІРУ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКІВ	
В. Васильків, В. Киселиця, М. Радик	8
ОГЛЯД РИНКОВОЇ НОМЕНКЛАТУРИ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЇХ ВИГОТОВЛЕННЯ	
А. Гавриш, П. Киричок, Т. Роїк, Ю. Віцюк, О. Хмілярчук	9
ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ТЕРТЯ ПОЛІГРАФІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ	
А. Гагалюк	10
ОПРАВКА КУЛЬКОВА БЕЗЗАЗОРНА	
Ів. Гевко	11
СИСТЕМА АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ	
В. Солтисюк, Б. Гевко	12
ВЕРСТАТ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ ГОФРОВАНИХ ЗАГОТОВОК	
Іг. Гевко	13
ПОВОРОТНИЙ СВЕРДЛИЛЬНИЙ КОНДУКТОР	
Б. Гевко, О. Кондратюк	14
ВІБРАЦІЙНО-ВІДЦЕНТРОВИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ОБРОБЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ СКЛАДНОГО ПРОФІЛЮ І МАЛОЇ ЖОРСТКОСТІ	
Ів. Гевко	15
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ШНЕКА	
Р. Грудовий	16
СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ НАСІНЕВОГО МАТЕРІАЛУ	
А. Гупка	17
ТРИБОЛОГІЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ОКИСЛЕННЯ – МЕТАЛОПЛАКУВАННЯ	
Б. Гупка	18
МЕТОД ДОСЛІДЖЕННІ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ ТА ЗНОШЕННЯ	
Б. Гупка, А. Гупка, Ю. Петришин	19
МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ПАР ТЕРТЯ	

О. Гурик ПРИСТРІЙ ДЛЯ РЕГУЛЮВАННЯ ЗАЗОРІВ В ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА	20
С. Даниленко, О. Даниленко АНАЛІЗ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ АКТИВНОСТІ ВЕРСТАТА	21
О. Данилюк, І. Данилюк ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІКИ У РОТОРНО- ПЛІВКОВОМУ АПАРАТІ	22
Л. Данильченко ПРИСТРІЙ ДЛЯ НАМОТУВАННЯ СМУГИ НА ОПРАВКУ	23
В. Диня КОНТРОЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАМІРУ МІЖЦЕНТРОВОЇ ВІДСТАНИ МІЖ ОТВОРАМИ	24
А. Драган МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОЗТОЧУВАННЯ ГОФРОВАНИХ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК	25
А. Дячун, Р. Грудовий, Ю. Павельчук ЕНЕРГООЩАДНИЙ ЕЛІПТИЧНИЙ ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ	26
С. Зигуля, П. Киричок КОНТАКТНА ПЛОЩА ПАРИ «ДРУКАРСЬКИЙ ЦИЛІНДР – ОБТЯЖКА»	27
В. Каретін ТЕОРІЯ ІНЕРЦІЙНОГО ТРАНСФОРМАТОРА КРУТНОГО МОМЕНТУ	28
О. Клендій ВДОСКОНАЛЕННЯ ЗАПОБІЖНОГО ПРИСТРОЮ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА	29
В. Клендій СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗНОШЕННЯ КОНДУКТОРНИХ ВТУЛОК СВЕРДЛИЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ І СВЕРДЛ	30
М. Клендій СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВІДНИХ ПАСІВ МАШИН	31
Я. Проць, В. Савків, І. Козбур ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ АКТИВНОГО КОНТРОЛЮ РОЗМІРІВ І ФОРМИ ЗАГОТОВОК В ПРОЦЕСІ МІЖОПЕРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ	32
О. Кондратюк ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ВІЛЬНИМИ АБРАЗИВАМИ	33

П. Кривий, В. Крупа	34
ВПЛИВ КУТА λ НА СФОРМОВАНУ ЗА РІЗНИМИ ГЕОМЕТРИЧНО-МАТЕМАТИЧНИМИ МОДЕЛЯМИ ШОРСТКІСТЬ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ	
В. Крук	35
ПРИСТРІЙ ДЛЯ КАЛІБРУВАННЯ НАПІВКРУГЛИХ КАНАВОК ШЛІЦЬОВИХ ВАЛІВ	
Ж. Хамуйєсла, А. Герра, Ю. Кузнєцов	36
МЕТОДИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ПРИ МОРФОЛОГІЧНОМУ СИНТЕЗІ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ	
О. Рожко, Ю. Кузнєцов	37
ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РІЗНИХ КОМПОНОВОК БІГЛАЙДУ	
О. Степаненко, М. Манжола, Ю. Кузнєцов	38
ПРОГНОЗУВАННЯ РОЗВИТКУ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ З ЧПК НА МОДУЛЬНОМУ ПРИНЦИПІ МЕТОДОМ МОРФОЛОГІЧНОГО АНАЛІЗУ	
І. Кучвара, В. Клендїй	39
УНІВЕРСАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ І КОНТРОЛЮ ДЕТАЛЕЙ	
В. Кушик	40
ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ОБРОБКИ НА ТОКАРНИХ АВТОМАТИЗОВАНИХ ВЕРСТАТАХ	
М. Левкович	41
КУЛЬКОВИЙ ЗАПОБІЖНИЙ ПАТРОН	
Р. Лещук	42
ОПРАВКА ФЛАНЦЕВА КУЛАЧКОВА	
О. Литвин	43
РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ПАРАМЕТРИ ВУЗЛІВ ШТОКОВИХ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ	
І. Логуш, О. Фльонц	44
СПОСІБ НАРІЗАННЯ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ НА СМУГИ	
О. Лотоцька	45
ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ПАРАМЕТРИ ПОВЕРХНІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ КОМПЛЕКСНІЙ ТЕХНОЛОГІЇ	
Р. Лотоцький	46
ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОДНОЗЕРНОВИХ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ	
І. Луців, Д. Дячук	47
АНАЛІЗ ЗМІНИ ЗУСИЛЬ РІЗАННЯ ПРИ БАГАТОЛЕЗОВІЙ ОБРОБЦІ АДАПТИВНОГО ТИПУ	
Р. Любачівський	49
ГВИНТОВИЙ ВІБРАЦІЙНИЙ ЗМІШУВАЧ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ	

Р. Любачівський, Р. Грудовий ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВИХ ЗМІШУВАЧІВ	50
О.Лясота ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ІНСТРУМЕНТІВ ДЛЯ ФОРМОУТВОРЕННЯ ГВИНТОВИХ ПРОФІЛІВ	51
Т. Навроцька РОБОЧИЙ ОРГАН ГНУЧКОГО КАНАТНОГО КОНВЕЄРА	52
О. Олексин ПЕРЕВАГИ ТРУБЧАТИХ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ В ПОРІВНЯННІ З КОНВЕЄРАМИ ІНШИХ ТИПІВ	53
О. Олексин РОЗРАХУНОК ТРУБЧАТОГО СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА	54
К. Олійник, Ю. Гайдаєнко, Ю. Кузнецов МОТОР-ШПИНДЕЛІ З НОВИМИ ФУНКЦІОНАЛЬНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ ДЛЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ	55
Ю. Павельчук АПАРАТ ТОЧНОГО ВИСІВУ	56
Ю. Паливода КОНТРОЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАМІРУ СПІВВІСНОСТІ РОЗМІЩЕННЯ ОТВОРІВ В КОРПУСНИХ ДЕТАЛЯХ	58
М. Пилипець, Б. Бригадир ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ІМПУЛЬСНОГО ЗМІЩЕННЯ	59
Р. Рогатинський, Ів. Гевко, В. Васильків ПРОГРАМА АВТОМАТИЗОВАНОГО РОЗРАХУНКУ СОБІВАРТОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ СПІРАЛЕЙ ШНЕКІВ	60
Р. Рогатинський, І. Гевко, А. Дячун ВПЛИВ ІМПУЛЬСНИХ СИЛ НА КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ШНЕКА	62
Л. Романовська О. Ляшук СПОСІБ ВИГОТОВЛЕННЯ СПІРАЛЕЙ З ПІДСИЛЕНОЮ ОСНОВОЮ	64
О. Семененко, З. Одосій, М. Семененко ОПТИМІЗАЦІЯ МІКРОСТРУКТУРИ ЗОНИ КОМПОЗИЦІЙНОГО ОЗБРОЄННЯ ЗУБКІВ ШАРОШКИ БУРОВОГО ДОЛОТА	65
І. Семенів, О. Олійник ПОДАВАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТЕР	66
Ю. Сивуля РОБОЧІ ОРГАНИ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН	67

Ю. Сивуля, Р. Рогатинський РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГИЧКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН	68
Р. Склярів, В. Шанайда ВИКОРИСТАННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ПАКЕТУ MATHCAD ПРИ ПРОГНОЗУВАННІ ПАРАМЕТРІВ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ	69
Т. Несхозієвська КОНСТРУКЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ ПОБУДОВИ ПАРИ «ДРУКАРСЬКИЙ - ПЕРЕДАВАЛЬНИЙ ЦИЛІНДР» В ОФСЕТНИХ АРКУШЕВИХ МАШИНАХ	70
І. Ткаченко КОНДУКТОР БАГАТОШПИНДЕЛЬНОЇ СВЕРДЛИЛЬНОЇ ГОЛОВКИ	71
О. Труханська, В. Барановський МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОРЕНЕПЛОДІВ З ВИТКОМ ШНЕКА	72
П. Федорів, В. Пацигон, Ю. Цяпута ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАХОПЛЮВАЧА З ПНЕВМО-СТРУМЕНЕВИМ ПРИВОДОМ	73
П. Федорів, М. Качановський, В. Скочиляс ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МЕХАНІЗМУ ЗАХОПЛЮВАЧА З ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ	74
Р. Хорошун БАГАТОШПИНДЕЛЬНА ГОЛОВКА ДЛЯ ОБРОБКИ ОТВОРІВ	75
М. Цепенюк ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЗМІ ПІДЙМАННЯ СТРИЛИ РОТОРНОГО ЕКСКАВАТОРА	76
Я. Проць, П. Федорів, Ю. Цяпута ЗАСТОСУВАННЯ РУХОМИХ СТРУМЕНЕВИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ПОШТУЧНОГО ВІДДІЛЕННЯ ЛИСТОВИХ ЗАГОТОВОК	77
І. Чвартацький СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ	78
В. Шанайда, Р. Склярів ОСОБЛИВОСТІ ФОРМОУТВОРЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНОГО ПРОФІЛЮ ВНУТРІШНІХ ЗАМКОВИХ РІЗЕЙ БУРОВИХ КОЛОН	79
З. Одосій, В. Шиманський, Ю. Петрина РАЦІОНАЛЬНИЙ ВИБІР КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ШТОКІВ БУРОВИХ НАСОСІВ	80
Р. Шпак ДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ	81

І. Ярема, П. Колибаб'юк, Ю. Наконечний, А. Антонов, Л. Бутковська ДОСВІД РОЗРОБКИ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ БЕЗКОНТАКТНИХ УЩІЛЬНЕНЬ ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧІВ ГАЗУ	82
М. Яциків, В. Фурдей УНІВЕРСАЛЬНИЙ ГВИНТОВИЙ ЗМІШУВАЧ	83
П. Ясній, Ю. Пиндус, А. Сорочак МІКРОМЕХАНІЗМИ РОСТУ ВТОМНИХ ТРІЩИН У МАТЕРІАЛІ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ЛОКОМОТИВІВ	84
П. Василюк СТРУКТУРНІ ПЕРЕТВОРЕННЯ В ЗАЛІЗОХРОМОВИХ СПЛАВАХ	85
М. Грещук, М. Підгурський ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЛАЗЕРНОЇ УДАРНО-ХВИЛЬОВОЇ ОБРОБКИ НА МІКРОТВЕРДІСТЬ ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ СТАЛІ 09Г2С	86
І. Коваль, Л. Бодрова, Г. Крамар ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ СПЛАВІВ СИСТЕМИ TiC-VC-WC-NiCr ПРИ СПІКАННІ	87
Я. Ковальчук, Н. Шингера ТРИМКА ЗДАТНІСТЬ БУДІВЕЛЬНОЇ ПІДКРОКВ'ЯНОЇ ЗВАРНОЇ ФЕРМИ ПРИ ДІЇ СТАТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ	88
Я. Ковальчук, Н. Шингера, О. Рибачок, А. Бойчук, М. Бобик ХАРАКТЕР ДЕФОРМУВАННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ПІДКРОКВ'ЯНОЇ ЗВАРНОЇ ФЕРМИ ПРИ ЗМІНІ ТЕМПЕРАТУРИ	89
П. Марущак, І. Коноваленко, І. Данилюк, У. Сало АНАЛІЗ РОЗПОРОШЕНИХ ТА ЛОКАЛІЗОВАНИХ МІКРОДЕФОРМАЦІЙНИХ УТВОРЕНЬ	90
В. Сушинський, Г. Крамар, Л. Бодрова РЕНТГЕНОСТРУКТУРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СПЛАВІВ НА ОСНОВІ TiC-NbC- WC ІЗ ЗВ'ЯЗКОЮ НАНО-Ni -Cr	91
В. Андрійчук, Я. Осадца ВИМІРЮВАННЯ КООРДИНАТ КОЛІРНОСТІ СВІТНИХ ОБ'ЄКТІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ФОТОКАМЕР З МАТРИЧНИМИ ОПТИЧНИМИ ПЕРЕТВОРЮВАЧАМИ	92
О. Вакуленко МЕТОД ВРАХУВАННЯ СТУПЕНЯ ЗАПІКАННЯ ПРИ ОЦІНЮВАННІ ТЕМПЕРАТУРНОГО ІНДЕКСУ ЕМАЛЬОВАНИХ ПРОВІДІВ	93
М. Гнатович, Я. Осадца РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СВІТЛОВОГО ПОЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СВІТЛОДІОДІВ	94
А. Головатий	95

РОЗРОБКА МЕТЕОСТАНЦІЇ НА AVR-МІКРОКОНТРОЛЕРІ В. Закордонець, Н. Кутузова	96
СТАБІЛІЗАЦІЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ СВІТЛОДІОДНИХ СИСТЕМ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИМИ МОДУЛЯМИ ОХОЛОДЖЕННЯ М. Зінь, Ю. Підгайний	97
ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ СОНЯЧНИХ КОЛЕКТОРІВ ДЛЯ ПОТРЕБ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ Й ОПАЛЕННЯ В. Коваль, М. Тарасенко, І. Лучейко	98
ВПЛИВ РОЗМІРУ СВІТНОГО ТІЛА НА КСС СП ПРИ ЗАМІНИ ЛАМП РОЗЖАРЮВАННЯ НА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ЛАМПИ К. Козак	99
КОНЦЕПЦІЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ОСВІТЛЕННЯ В. Липовецький	100
МОДЕЛЮВАННЯ РЕГУЛЮВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ІНДУКТИВНО-ЄМНІСНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА М. Липовецький	101
СПОСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ СВІТЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВІТЛОДІОДНИХ ЛІНІЙОК ЗГІДНО НОВОГО СТАНДАРТУ А. Лупенко	102
ОДНОКАСКАДНІ СТРУКТУРИ СИСТЕМИ ВИСОКОЧАСТОТНОГО ЖИВЛЕННЯ ТА КЕРУВАННЯ РОЗРЯДНИХ ДЖЕРЕЛ СВІТЛА І. Лучейко	103
РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ЧЕРЕЗ КОЕФІЦІЄНТИ ПЕРЕТВОРЕННЯ ПІДСИСТЕМ У СИСТЕМІ «ПРОТОЧНИЙ РЕАКТОР ЗМІШУВАННЯ + ПОСЛІДОВНА РЕАКЦІЯ $A_1 \rightleftharpoons \alpha_2 A_2 \rightleftharpoons \alpha_3 A_3$ » І. Лучейко, В. Коваль, Р. Коцюрко	104
ЕФЕКТ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБЧИСЛЕННЯ СПОЖИВАНОЇ ПОТУЖНОСТІ МЕТОДОМ АМПЕРМЕТРА ТА ВОЛЬТМЕТРА В КОЛАХ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ С. Поталіцин, В. Андрійчук	105
РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЗОВНІШНЬОГО ОСВІТЛЕННЯ ДЛЯ СВІТЛОВИХ ПРИЛАДІВ З ЕНЕРГООЩАДНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ СВІТЛА І. Сисак	106
МЕТОД ШИРОТНО-ІМПУЛЬСНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НАТРІЄВИХ ЛАМП ВИСОКОГО ТИСКУ ЕЛЕКТРОННИМИ ПУСКЕРЕГУЛЮВАЛЬНИМИ АПАРАТАМИ	

М. Тарасенко, К. Козак ПРИЧИНИ ПУЛЬСАЦІЙ СВІТЛОВОГО ПОТОКУ ЛЮМІНЕСЦЕНТНИХ ЛАМП	107
Ю. Чубатий ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВОГО РОЗПОДІЛУ СВІТЛОВОГО ПОТОКУ ПРОЖЕКТОРІВ ІЗ СВІТЛОДІОДНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ СВІТЛА	108
О. Закалов СТРУКТУРНА ПРИСТОСОВНІСТЬ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ТЕРТІ І ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МАШИН	109
В. Ворощук, М. Шинкарик ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА КОМПОЗИЦІЙНИХ ПРОДУКТІВ У РОТОРНО-ВИХРОВИХ АППАРАТАХ	111
О. Гащин, Т. Вітенько ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ КАВІТАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ У ПРОЦЕСАХ КОАГУЛЯЦІЇ	112
О. Закалов, А. Бортник НОЖОВА ГОЛОВКА КУТЕРА З МОЖЛИВІСТЮ ПОДАЧІ ЛЬОДЯНОЇ ВОДИ У ЗОНУ РІЗАННЯ	113
Т. Зарецька, Т. Вітенько КІНЕТИКА ПРОЦЕСУ АДСОРБЦІЇ ПРИРОДНИМ ЦЕОЛІТОМ ЗА УМОВИ КАВІТАЦІЙНОЇ АКТИВАЦІЇ РОЗЧИНУ $Ni(NO_3)_2$	114
Т. Зарецька, Т. Вітенько СТАТИКА ПРОЦЕСУ АДСОРБЦІЇ ПРИРОДНИМ ЦЕОЛІТОМ ЗА УМОВИ КАВІТАЦІЙНОЇ АКТИВАЦІЇ РОЗЧИНУ	115
Н. Зварич, О. Лясота СУЧАСНІ ВИМОГИ ДО ЕКОЛОГІЧНОЇ ОСВІТИ ФАХІВЦІВ ДЛЯ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ	116
В. Каспрук, В. Куц ОЦІНКА ДОСТОВІРНОСТІ РІШЕНЬ, ПРИЙНЯТИХ ПРИ СТВОРЕННІ ЖАЛЮЗІЙНО-ВИХРОВОГО ПИЛОВЛОВЛЮВАЧА	117
О. Ковальов, Р. Логвінський, В. Федорів ВИРОБНИЦТВО ЖИТНЬОГО ХЛІБА У ПЕЧАХ ФТЛ-2	118
О. Ковальов, С. Беседа ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ХЛБОПЕКАРСЬКИХ ПЕЧЕЙ	119
В. Куц, Г. Горішна, О. Марціяш ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ І МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ МОКРИХ ПИЛОВЛОВЛЮВАЧІВ	120
О. Лясота ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПІДГОТОВКИ ЗЕРНА ДО ПЕРЕРОБКИ	121
І. Стадник ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПЕРЕМІШУВАННЯ ЯК	122

СПОСОБУ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ОТРИМАННЯ ОДНОРІДНОЇ МАСИ	
М. Шинкарик, О. Кравець	123
ВІДДІЛЕННЯ СИРНОГО ПИЛУ З СИРОВАТКИ ШЛЯХОМ ФІЛЬТРУВАННЯ	
А. Бабій, Т. Рибак, М. Бабій	124
АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПРИВОДНИХ МЕХАНІЗМІВ КОСАРОК СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВИХ	
Т. Довбуш, Г. Цьонь, А. Довбуш	125
ВПЛИВ ЛІНІЙНИХ РОЗМІРІВ ЕЛЕМЕНТІВ РАМИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ММПЕД ТА ЙОГО МОДИФІКАЦІЇ	
Т. Довбуш, Г. Цьонь, А. Довбуш	126
МОДИФІКАЦІЯ МЕТОДУ МІНІМУМУ ПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ДЕФОРМАЦІЇ (ММПЕД)	
П. Попович, Г. Цьонь	127
КОМПЛЕКСНИЙ АНАЛІЗ ВІДМОВ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ПРИЧЕПІВ	
Т. Рибак, О. Цьонь	128
ОБГРУНТУВАННЯ СХЕМИ ЗРІЗУВАННЯ ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ПЛОСКИМ НОЖЕМ	
Т. Рибак, Т. Довбуш	129
ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДИФІКАЦІЙ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МЕТОДІВ ДЛЯ ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ С/Г МАШИН	
С. Сікорський, Я. Господарський, П. Попович	130
МОДЕЛЬ ПОПЕРЕДНЬОЇ ОЦІНКИ РЕСУРСУ НЕСУЧИХ РАМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПРИЧЕПІВ	
М. Сташків	131
ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ШТАНГОВИХ ОБПРИСКУВАЧІВ	
О. Ферендюк	132
ОБГРУНТУВАННЯ ШВИДКОСТІ ВЗАЄМОДІЇ РОТАЦІЙНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ З ГРУНТОМ	
Н. Хомик	133
ПРУЖНА СИСТЕМА ПРУТКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА	
Т. Рибак, О. Цьонь	134
ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ	

