



Дніпровський державний технічний університет

**МІЖНАРОДНА
НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ**



**«ІННОВАЦІЙНІ АСПЕКТИ РОЗВИТКУ
АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ УКРАЇНИ»**

**ПРИСВЯЧЕНА 30-ТИ РІЧЧЮ КАФЕДРИ АВТОМОБІЛІ ТА АВТОМОБІЛЬНЕ
ГОСПОДАРСТВО**

ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ



**16-18 травня 2023 року
м. Кам'янське**

УДК 330.341.339.9.338.47.629.331

Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України: зб. тез. доп. міжнар. наук.-практ. конф., м. Кам'янське, 16-18 травня 2023 р. Кам'янське, 2023-183с.

ISBN 978-966-175-234-3

Рішення вченої ради університету (протокол №11 від 24.11.2022 р) про проведення міжнародної науково-практичної конференції "Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту України присвяченої 30-річчю утворення кафедри автомобілів та автомобільного господарства Дніпровського державного технічного університету.

Затверджено рішенням кафедри автомобілі та автомобільне господарство Дніпровського державного технічного університету (протокол №7 від 4 травня 2023 р.)

Затверджено рішенням Вченої ради механічного факультету Дніпровського державного технічного університету(протокол №5 від 11 травня 2023 р.)

**Міністерство освіти і науки України
Дніпровський державний технічний університет (Україна)**

Rice University, Х'юстон, (США)

University of Leicester (Велика Британія)

Kazmierz Pulaski University of Technology and Humanities in Radom (Poland)

Latvia University of Life Sciences and Technologies Powertrain Institute (Latvia)

Rzeszow University of Technology (Poland)

Technical University of Kosice (Poland)

Poznan University of Technology (Poland)

Vilnius Gediminas Technical University (Litva)

University of Cyprus (Кипр)

Інститут проблем матеріалознавства ім.І.М.Францевича Національної академії наук
України

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» ім.
Ігоря Сікорського (Україна)

Національний транспортний університет (Україна)

Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна)

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя (Україна)

Національний університет біоресурсів і природокористування України (Україна)

Національний університет «Запорізька політехніка» (Україна)

Національний технічний університет «Дніпровська політехніка» (Україна)

Вінницький національний технічний університет (Україна)

Криворізьський національний університет (Україна)

Хмельницький національний університет (Україна)

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу (Україна)

Центрально-український національний технічний університет (Україна)

Кременчуцький національний університет ім. Михайла Остроградського (Україна)

Національний університет «Чернігівська політехніка» (Україна)

Національний університет «Львівська політехніка» (Україна)

Український державний університет науки і технологій (Україна)

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури (Україна)

Черкаський державний технологічний університет (Україна)

Сумський державний аграрний університет (Україна)

ТЕМАТИКА КОНФЕРЕНЦІЇ

- Секція 1 Автомобілі і трактори. Функціональна стабільність автомобілів і тракторів. Вдосконалення методів їх випробувань. Надійність..
- Секція 2. Технічна експлуатація, автосервіс, ремонт автомобілів і тракторів. Матеріалознавство. Моделювання. Вібростійкість..
- Секція 3. Динаміка моторно трансмісійних установок. Транспортні системи і логістика. Безпека дорожнього руху. Екологія і безпека життєдіяльності.
- Секція 4. Управління якістю продукції, паливо та паливно мастильні матеріали. Двигуни внутрішнього згоряння, гібриди, електричні автомобілі. Автомобільна електроніка.
- Секція 5. Сучасні проблеми автомобілів і тракторів в аграрному секторі України. Прогнозування працездатності техніки в сільському господарстві.

КАЛЕНДАР КОНФЕРЕНЦІЇ

Конференція проводиться в он-лайн режимі, збірник матеріалів конференції (електронна версія).

1.05.2023 – граничний термін прийому пленарних доповідей, статей в журнали ДДТУ, тез та реєстраційних заявок учасників.

8.05.2023 – граничний термін сплати організаційного внеску

16.05.2023 – реєстрація учасників, пленарне засідання

17.05.2023 – робота у секціях

18.05.2023 – робота у секціях, підведення підсумків конференції, закриття конференції

Найбільш оригінальні статті будуть опубліковані в фахових виданнях України категорії Б ДДТУ, за рішенням оргкомітету, за відповідною спеціальністю.

Публікація тез здійснюється на базі матеріалів наданих авторами, які несуть відповідальність за зміст тез доповідей

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ

1. **Середа Б. П.** завідувач кафедри автомобілів та автомобільного господарства, доктор технічних наук, професор академік АН МІТ, Відмінник освіти України, Лауреат нагороди Ярослава Мудрого в галузі науки і техніки
Дніпровський державний технічний університет

ІННОВАЦІЙНІ АСПЕКТИ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ УКРАЇНИ

2. **Сахно В.П.** завідувач кафедри автомобілів, доктор технічних наук, професор, академік Транспортної академії України, Заслужений працівник освіти України, Відмінник освіти України, Почесний працівник транспорту України
Національний транспортний університет

ТРИЛАНКОВІ ПАСАЖИРСЬКІ АВТОПОЇЗДИ

3. **Біліченко В. В.** - ректор Вінницького національного технічного університету, доктор технічних наук, професор, академік транспортної академії України, Заслужений діяч науки і техніки України
Цимбал С. В. завідувач кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, кандидат технічних наук, доцент
Вінницький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ ЗАТОРІВ В МІСТАХ ТА ВИЗНАЧЕННЯ МОЖЛИВИХ МЕТОДІВ ЇХ УСУНЕННЯ

4. **М.А. Подригало¹**, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, лауреат Державної премії України в області науки і техніки, доктор технічних наук, професор
Р.О. Кайдалов², доктор технічних наук, професор
В.І. Омельченко², аспірант
¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет
²Національна академія Національної гвардії України

ПОЛІПШЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ ПІДВИЩЕННЯМ ККД КОЛІСНОГО РУШІЯ

5. **Дмитрів В.Т.** завідувач кафедри проектування машин та автомобільного інжинірингу, доктор технічних наук, професор
Національний університет «Львівська політехніка»

АНАЛІТИЧНЕ ДИФЕРЕНЦІЮВАННЯ В ЗАДАЧАХ ДИНАМІКИ СИСТЕМ АВТОМОБІЛЯ

- 6. Калінін Є.І.**, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, доктор технічних наук, професор
Національний університет біоресурсів і природокористування України

**СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ СИСТЕМ АВТОМАТИЗАЦІЇ КОЛІСНИХ
 МАШИН**

- 7. А.Т. Лебедєв**, доктор технічних наук, професор,
Сумський національний аграрний університет
С.А. Лебедєв, кандидат технічних наук,
 Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого
 А.І. Коробко, кандидат технічних наук, доцент
 Харківський національний автомобільно-дорожній університет
 Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого

**ПОЄДНАННЯ НАВЧАННЯ І ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ В УМОВАХ
 СЬОГОДЕННЯ (2020-2023...)**

- 8. І.В. Бельмас**, завідувач кафедри технології машинобудування, доктор технічних наук, професор
Дніпровський державний технічний університет

**ТРАНСПОРТ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖІВ ПІД ВЕЛИКИМИ
 КУТАМИ НАХИЛУ**

Секція 1

АВТОМОБІЛІ І ТРАКТОРИ. ФУНКЦІОНАЛЬНА СТАБІЛЬНІСТЬ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ. ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ЇХ ВИПРОБУВАНЬ. НАДІЙНІСТЬ

УДК 629.017

М.А. Подригало, доктор технічних наук, професор,

Л.В. Разарьонов, кандидат технічних наук, доцент,

О.Г. Закапко, аспірант .

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МЕТОД СТАБІЛІЗАЦІЇ ПЕРЕДНЬОГО ПОВОРОТНОГО МОСТУ ПРИ УСТАЛЕНОМУ РУСІ САМОХІДНОГО ШАСІ

Постановка проблеми

У науково-технічній літературі недостатньо уваги приділено дослідженню динаміки колісних машин із поворотним переднім мостом. Застосування на тракторному самохідному шасі переднього поворотного мосту дає змогу у порівнянні з поворотними направляючими колесами звести до мінімуму момент опору повороту, покращити маневреність машини при змінній колії передніх коліс та забезпечити механізоване навішування обладнання у міжосьову зону.

Формування мети дослідження

Стійкість руху самохідної, колісної машини при традиційному способу повороту забезпечується раціональним вибором кутів встановлення передніх коліс. При цьому виникають стабілізуючі моменти, що повертають колеса у нейтральне положення при закінченні повороту чи після дії фактору, який збурює. При використанні переднього поворотного мосту теж необхідно створювати стабілізуючі моменти. Вказані моменти можуть бути створені за рахунок поздовжнього нахилу вертикального валу приводу повороту переднього моста, а також – за рахунок зміщення осі повороту моста вздовж поздовжньої осі машини вперед відносно осі передніх коліс.

Виклад основного матеріалу

Дослідженню динаміки колісної машини з переднім поворотним мостом присвячена робота О.А. Бобошко [1], в якій отримано рівняння для бічної сили, що діє на передню вісь при повороті колісної машини.

Стійкість направляючих коліс при малих коливальних відхиленнях від нейтрального положення розглянуто в дослідженні В.І. Гацько [2]. Визначено умови стійкого руху для вантажного автомобіля. Однак у цієї роботи не розглянута умова стійкості руху переднього поворотного мосту при сталому русі машини.

Дослідженню стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту тракторного самохідного шасі присвячена робота [3]. Визначено, що за рахунок балансірного підвісу переднього поворотного мосту і різниці дотичних реакцій на передніх колесах виникає стабілізуючий момент.

Для визначення поставленої мети нами запропоновано динамічне рівняння кругового руху переднього мосту. Рівняння динаміки повороту переднього мосту при прямолінійному не збудженому русі має вигляд

$$J_{M1} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = M_{зб} + M_{гц} + M_{оп}. \quad (1)$$

де $M_{зб}$ - збуджуючому моменту; $M_{оп}$ – момент опору руху; $M_{гц}$ – момент, що діє з сторони гідроциліндру.

У випадку, що розглядається

$$M_{оп} = M_{зб}. \quad (2)$$

Рівняння (1) можливо записати у вигляді

$$J_{M1} \frac{d^2\alpha}{dt^2} + K_1 \frac{d\alpha}{dt} + K_2 \Delta\alpha = M_{зб}, \quad (3)$$

де K_1 - коефіцієнт пропорційності між кутовою швидкістю повороту переднього мосту та моментом $M_{стаб\Sigma}$; K_2 – коефіцієнт пропорційності між зміною кута повороту переднього мосту та моментом $M_{гц}$.

Коефіцієнт K_1 і K_2 - можуть бути визначені наступним чином:

$$K_1 = m_T \cdot V_{x1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f h b}{L^2} X; \quad (4)$$

$$K_2 = C_{гц} R_{гц}, \quad (5)$$

де $R_{гц}$ – плече дії зусилля гідроциліндру.

Коефіцієнт K_1 і K_2 - можуть бути визначені наступним чином:

$$K_1 = m_T \cdot V_{x1} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f h b}{L^2} X; \quad (6)$$

$$K_2 = C_{гц} R_{гц}, \quad (7)$$

де $R_{гц}$ – плече дії зусилля гідроциліндру.

Якщо перетворити рівняння (3), поділивши ліву та праву частину на J_{M1} , то отримаємо наступне:

$$a_0 \frac{d^2\Delta\alpha}{dt^2} + a_1 \frac{d\Delta\alpha}{dt} + a_2 \Delta\alpha = \varepsilon_{зб}, \quad (8)$$

де a_0 , a_1 , a_2 – коефіцієнти, які можна розрахувати за правилом Рауса.

Ці коефіцієнти більше нуля, тому при прямолінійному усталеному русі передній поворотний міст зберігає стійкість при дії короткочасних збуджуючих факторів.

Висновки

1. Аналіз диференційного рівняння кругового руху переднього поворотного мосту виявив його стійкість при дії короткочасних збуджуючих впливів в процесі прямолінійного сталому руху тракторного самохідного шасі.
2. Визначені коефіцієнти пропорційності, при підстановці в диференційне рівняння має відповідають умовам стійкого руху переднього мосту при усталеному прямолінійному русі самохідного шасі.

Список літератури

1. Бобошко О.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.22.02. Харків, 2002. 20с.
2. Гацько В.І. Вплив експлуатаційних факторів на керованість вантажного автомобіля при сталому русі: автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.22.02. Харків, 2015. 20с.
3. Подригало М.А. Дослідження стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту тракторного самохідного шасі// М.А. Подригало, О.Г. Закапко, збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних сил. Вип. 4(70), 2021. – с. 89-94.

УДК 629.3.014.2

А.І. Коробко^{1,2}, кандидат технічних наук, доцент,

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого

ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ВИПРОБУВАНЬ ТРАКТОРІВ

Постановка проблеми

Перехід на новий організаційний рівень випробувань, що обумовлено переходом від обов'язкової сертифікації до підтвердження відповідності вимогам Технічних регламентів, вимагає удосконалення системи випробувань, її диверсифікації та удосконалення системного підходу до розробки нових показників і критеріїв оцінювання якості тракторів. Це потребує більш повного та якісного методичного і технічного забезпечення для реалізації гармонізованих підходів до методів модельних та натурних випробувань тракторів на етапах життєвого циклу виробництва та експлуатації, відповідно, як у транспортному режимі та з технологічним обладнанням.

Формування мети дослідження

У зв'язку з вищесказаним виникає проблема розроблення і впровадження ефективних систем організації випробувань, методів і засобів їх проведення та розробки нових показників якості та критеріїв їх оцінювання. Метою дослідження є підвищення якості тракторів шляхом удосконалення системи розробки методів їх випробувань за рахунок застосування нових підходів до організації процесу випробувань та застосування методу парціальних прискорень.

Виклад основного матеріалу

Перспективна концепція організації процесу випробувань [1] передбачає, що випробувальна лабораторія, базуючись на власному досвіді випробувань може пропонувати кожному замовнику свої підходи до оцінювання якості продукції. Інформація якою володіє лабораторія, може бути основою для прогнозування розвитку і зміни як технічного стану продукції, так і методів її дослідження (методів випробувань). Відповідно до цього, знаючи деякі закономірності у зміні технічного стану машин, випробувальна лабораторія на основі свого досвіду і за умови наукового обґрунтування може пропонувати замовнику методи випробувань, що дозволять достовірно оцінити і висвітлити якість продукції. За таких умов випробувальна лабораторія сама обґрунтовує методи випробувань.

Методи випробувань, за нового підходу, розробляються індивідуально [1]. Вони можуть бути як простими, так і наукоємними, комплексними. Вони повинні базуватися на науковому осмисленні і обґрунтуванні нових визначальних показників, розробці образів і моделей їх визначення, і результатах перевірки можливості їх використання. Крім цього, повинні бути обґрунтовані і встановлені межі і значення метрологічного допуску на показники, критерії їх оцінювання з точки зору забезпечення безпеки і функціональності продукції.

Проблемним питанням при випробуванні тракторів є організація процесу забезпечення якості випробувань: відсутній базовий зразок, складно забезпечити ідентичність контрольних зразків. Розв'язати цю проблему може створення галузевої системи забезпечення якості випробувань. Такі системи дадуть можливість проводити міжлабораторні порівняльні випробування, оскільки в межах однієї галузі

використовуватимуться схожі за своєю суттю методи і засоби їх проведення, а також простіше забезпечити ідентичність контрольних зразків. Окрім цього, обмін інформацією між галузевими лабораторіями сприятиме удосконаленню методів випробувань і їх метрологічного забезпечення.

Обґрунтування нових методів випробувань пропонується за наступною методикою:

- аналізування несправностей, що виникають під час експлуатації тракторів; таке аналізування можна здійснити на основі спостережень під час дослідної експлуатації, вивчення і систематизації наукової літератури з даного питання та результатів натурних випробувань;
- складання образу: визначення сутності і характеристик визначуваного, формування примірного переліку (допускається в неявному виді) показників які можуть бути визначені;
- створення моделі: встановлення функціональних залежностей між показниками об'єкту випробувань і його технічним станом;
- математичний опис: обґрунтування показників, що визначаються; розробка методики;
- вибір наявного або проектування нового випробувального устаткування (на основі інформації отриманої на попередніх етапах);
- експериментальні дослідження розробленого методу;
- нормування показника, встановлення метрологічного допуску;
- валідація методу;
- стандартизація методу: рівень стандартизації визначається технічним рівнем розробленого методу, виробничою необхідністю.

В якості математичного апарату, для опису методів випробувань, можна застосовувати нечітке когнітивне моделювання, що дає змогу формалізувати чисельно невимірні фактори, використання неповної, нечіткої і протиречивої інформації, тобто проводити дослідження в умовах невизначеності і ризику.

Ефективність розробленого методу випробувань визначається правильністю вибору сукупності концептів і їх взаємозв'язків і взаємовпливів, що дає змогу розв'язати поставлені задачі і досягти мети.

Висновки

Досягнення поставленої мети може бути за умови комплексного вирішення сукупності різних завдань, що включають, у загальному виді, оперативне аналізування інформації та вироблення і отримання керуючих сигналів, що забезпечують формування відповідних рішень. Вирішення указаних задач можливе лише у разі застосування системного підходу з використанням адаптивного управління, що дасть можливість вирішувати задачі з урахуванням конкретних умов. Тобто, основою методології розробки нових методів випробувань є окремі елементи системного і процесного підходів, що сприяють розробці ефективної стратегії дослідження об'єкту, вивчення взаємозв'язків і синтезу адекватної моделі методу випробувань.

Список використаної літератури

1. Коробко А. І., Лебедев А. Т., Лебедев С. А. Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів / Під. ред. А. Т. Лебедева. Х. : Вид-во «Міськдрук», 2018. 394 с.

УДК 621

Д.Г. Носов¹, кандидат технічних наук,

В.В.Перемітько¹, д.т.н., професор

М.В. Макаренко¹, аспірант

А.В. Перемітько¹, аспірант

В.С. Шевцов¹, аспірант

¹Дніпровський державний технічний університет

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РІВНОМІЦНОСТІ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ ОТРИМАНИХ ТОЧКОВИМ КОНТАКТНИМ ЗВАРЮВАННЯМ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ КУЗОВІВ АВТОМОБІЛІВ

Зварювання під тиском – це широко поширений виробничий процес, який передбачає з'єднання двох або більше матеріалів шляхом застосування тиску без плавлення. Якість точки зварювання має вирішальне значення для загальної міцності та довговічності кінцевого продукту [1]. Щоб забезпечити високу якість точок зварювання, важливо оптимізувати параметри зварювання, включаючи тиск, час та інші фактори.

В проведеному дослідженні ми зосереджувались на оптимізації параметрів зварювання тиском, використовуючи 2^3 факторний план експерименту, щоб перевірити вплив трьох факторів на якість точки зварювання – струм зварювання, відстань між точками та тривалість імпульсу зварювального струму [2]. Згадані фактори змінювалися на трьох рівнях, і загалом було проведено 2 по 15 прогонів для збору необхідних даних. Зібрані дані аналізували за допомогою статистичних методів, у тому числі дисперсійного аналізу та регресійного аналізу, щоб визначити математичний зв'язок між змінною відповіді та незалежними змінними.

Експерименти проводились на апараті точкового контактного зварювання керування параметрами якого забезпечувало діапазоном параметрів зварювання. Компоненти для зварювання були ретельно підготовлені для забезпечення чистих і рівних поверхонь. Зварювальний струм, час зварювання та зусилля притиску на електродах змінювалися на різних рівнях для створення матриці експериментів. Всього було виконано 30 (2x15) зварних точок, отримані зварні з'єднання піддано випробуванню на міцність на розрив за допомогою універсальної випробувальної машини. Зібрані дані аналізували за допомогою статистичних методів, включаючи ANOVA та регресійний аналіз [3].

Результати показали, що всі три фактори, включаючи тиск, час і температуру, мали значний вплив на якість точки зварювання. При цьому збільшення струму до 7860...8200А призводить до підвищення характеристик зварного з'єднання, а важливого значення для цього має час тривалості імпульсу струму 0,22...0,24 с. та відстань між точками до 50 мм. Крім того встановлено вплив величини шунтування струму на характеристики звареної точки.

Взаємодія між факторами також виявилася значною. Регресійний аналіз показав, що зв'язок між контрольованими та незалежними змінними був нелінійним, причому розмір ефекту кожної змінної змінювався в діапазоні перевірених рівнів.

Встановлено, що незалежно від режиму струму зварювання – м'якого або жорсткого – існує можливість корегувати величини показників величини зусилля руйнування і діаметру звареної точки за рахунок керування шунтуванням струму в зоні зварювання. Для підвищення ефективності процесу пропонується використовувати контактні шари з меншим електричним опором, ніж основний матеріал. Як відповідний матеріал для цієї мети було запропоновано мідний дріт, діаметр якого дорівнює розміру зазору між деталями, що зварюються.

Враховуючи отриману інформацію нами було складено технічні умови для випадку зварювання великогабаритних металоконструкцій з використанням контактних шарів меншого електричного опору.

Результати цього дослідження підкреслюють важливість оптимізації параметрів зварювання тиском для досягнення високоякісних зварних точок. Результати дослідження можуть бути використані для вибору відповідних параметрів зварювання тиском для підвищення ефективності та якості процесу зварювання.

Перелік посилань

1. Фактичний довідник Американського товариства зварювання (AWS). Зварювання під тиском. Методи, параметри та вимоги щодо якості точок зварювання URL: <https://www.aws.org/technical/facts/FACT-14>
2. TWI (The Welding Institute). методи зварювання під тиском, матеріали та застосування URL: <https://www.twi-global.com/technical-knowledge/faqs/faq-what-is-pressure-welding>
3. Douglas C. Montgomery. Design and Analysis of Experiments // <https://www.wiley.com/en-us/Design+and+Analysis+of+Experiments%2C+9th+Edition-p-9781119492443>

UDC 621.7

B.P. Sereda, Doctor of Technical Sciences, Professor,

E.M. Yolkina, applicant of the second (master's) level of higher education

S.O. Usenko, applicant of the second (master's) level of higher education

Dnipro State Technical University

IMPROVING THE RELIABILITY OF A TRUCK CAMSHAFT BY HARDENING WITH BORONITIC COATINGS UNDER CONDITIONS OF SELF-PROPAGATING HIGH-TEMPERATURE SYNTHESIS (SHS)

Various methods and techniques of chemical heat treatment (CHT) are widely used for surface hardening and obtaining protective coatings. One of the effective methods of CTE used to increase the surface wear resistance, corrosion resistance and hardness of metals and alloys is diffusion saturation with one or more carbide-forming elements, which include chromium[1]. However, all known saturation methods are characterized by a long duration of the technological process, consisting of heating time, isothermal holding time, at which the specified depths of the coating layer are achieved, cooling time of parts to a specified temperature [2] and energy consumption. For this reason, the development of technologies that will allow coatings to be applied with a shorter time for their formation is very relevant. Such a technology is the method of high-temperature synthesis (HTS) using gas-transport chemical reactions [3].

Combustion reactions can take place in a wide variety of systems, and accordingly, the combustion process in different systems generally involves not only chemical transformation, but also a wide range of thermophysical, mechanical and other phenomena: conductive and convective heat and mass transfer (heat conduction, diffusion, convection, etc.), phase transitions, surface tension. One of the important advantages of the SWS method is its simple and compact equipment. To implement the SWS process, there is no need for long-term high-temperature external heating, bulky furnaces with heating, heat protection and thermoregulation systems. Self-heating of the

powder in the SWS process allows the process to be carried out in simple small-sized reactors. This is important when planning production.

The microhardness of the boronitic coatings obtained on the gas camshaft is 1600-17500 MPa. Using the method of mathematical planning of the experiment, the optimal powdered SCS charge of the following composition was obtained: 20% chromium component + 22% magnesium polyboride + 12% titanium + 2% NH_4F + 3% NH_4Cl . +41% inert... The study on the SMT-1 friction machine showed that the coating wear amounted to 120-150 - 10^{-4} g/m², which is 1.5-1.8 times more than for parts without hardening. The introduction of an innovative solution allows to obtain an economic effect in the form of reducing the cost of repairs by 40 % and increasing the service life of the truck camshaft [4].

List of used literature

1. Surface strengthening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych et al: DSTU, 2019. -246 c.
2. Surface hardening of materials working under conditions of complex influence of aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak and others: DSTU, 2019. -173 c.
3. Increasing the operational stability and efficiency of industrial transport in the languages of a metallurgical enterprise: monograph / B.P. Sereda, S.M. Turpak, I.V. Kruglyak, O.O. Ostroglyad, D.Y. Mukovska, D.B. Sereda, D.O. Kruglyak - Kamianske: DSTU, 2021. -272 c.
4. Korobochka O.M. Fundamentals of calculations, design and operation of technical equipment for road transport: DSTU. - 2007 - 252 p.

UDC 621.7

B.P. Sereda, Doctor of Technical Sciences, Professor,

I.O. Chizhov, engineer, Zaporizhzhya Foundry and Mechanical Plant LLC

A.A. Prolomov, postgraduate student of the Department of AAG

D.I. Minin, applicant of the second (master's) level of higher education

Dnipro State Technical University

IMPROVING THE RELIABILITY OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE VALVES YAMZ-236 BY TITANIZING IN CONDITIONS OF SELF- PROPAGATING HIGH-TEMPERATURE SYNTHESIS (SHS)

For surface hardening and obtaining protective coatings, various methods and techniques of chemical-thermal treatment (CTE) have been widely used[1] . Compared to other methods of surface treatment of metals (shot blasting, roller rolling, induction, electrolyte and gas flame hardening, laser processing, coating spraying, etc.), chemical heat treatment has a number of advantages: It can be applied to parts of any size and configuration. With other surface hardening methods, such as roller rolling, HF hardening, and coating, dimensions and especially shape play an extremely important role. As a rule, it is very difficult or impossible to surface harden parts of complex configuration using these methods[2].

Chemical heat treatment achieves a much greater difference in the properties of the core and surface layers than other types of surface heat treatment. This is due to the fact that mechanical and thermal methods of surface hardening change only the structure of the surface layers, while

chemical heat treatment also changes their chemical composition, which significantly expands the range of variation of physical and mechanical properties

The paper considers the mechanism of possible destruction of parts operating in aggressive conditions. The methods of surface protection of internal combustion engine parts are considered. The complex of physical and mechanical properties of chrome coatings alloyed with titanium obtained on the valves is investigated. The wear rate of boron alloyed chromium alloyed coatings is 115-125 - 10⁻⁴ g/m², and without coating it is 1.9-2.3 times higher.

When chromium layers are alloyed with titanium, a diffusion coating is formed, consisting of a light zone up to 100 microns thick and microhardness up to 16500 MPa. The main phases on the steel surface during chromium-titanium plating are a complex consisting of chromium carbide CrxCy and titanium carbide TiC; a two-layer coating is formed on the steel surface, consisting of a layer based on chromium carbide Cr₇C₃ □ Cr₂₃C₆ and titanium carbide TiC, which is located on the outer side of the coating.

An adequate model was obtained that allows us to calculate the value of the optimization parameter for any point in the studied factor space. Using the method of mathematical planning of the experiment, the optimal powder CBC charge of the following composition was obtained: 23Cr + 14Cr + 14Ti + 5GTA + 44Al₂O₃... The economic calculation of the feasibility of innovative technology implementation was carried out [3].

List of references

1. Surface strengthening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych et al: DSTU, 2019. -246 c.
2. Surface hardening of materials working under conditions of complex influence of aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak and others: DSTU, 2019. -173 c.
3. Korobochka O.M. Fundamentals of calculations, design and operation of technical equipment for road transport: DSTU. - 2007 - 252 p..

УДК 629.028

О.В. Орисенко¹, к.т.н., доцент,
М.М. Нестеренко¹, к.т.н., доцент,
А.І. Криворот¹, к.т.н.,
М.О. Скорик¹, ст. викладач.

¹Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

УРАХУВАННЯ ПРОСТОРОВОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1 ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ПРОЦЕСУ РУХУ

Постановка проблеми

Під час руху автопоїзда категорії М1 відбувається динамічна взаємодія між його ланками, тобто автомобілем і причепом. Ця взаємодія впливає на низку експлуатаційних показників автопоїзда, а саме: стійкість, гальмівні властивості, динаміку руху, безпеку руху та ряд інших і відбувається через тягово-зчіпний пристрій, оскільки саме він пов'язує між собою ланки автопоїзда. Виходячи із вище вказаного можна зробити висновок, що знання навантажень, які створює кожна окрема ланка автопоїзда на вузол тягово-зчіпного пристрою дозволяє враховувати вплив цієї ланки на іншу.

У переважній більшості наукових праць присвячених силовій взаємодії ланок автопоїзда при складанні рівнянь руху застосовуються плоскі розрахункові схеми у вертикальній чи горизонтальній площині, що не дозволяє враховувати вплив складових, які в результаті просторової взаємодії будуть виникати в інших площинах, відмінних від розрахункових [1].

Формування мети дослідження

Для обліку складових просторової взаємодії ланок причепа пропонується застосувати математичний апарат, який дозволить вести облік таких сил. Вирішення даного питання вбачається шляхом застосування таблиць переходу між системами координат, які жорстко пов'язані з окремими ланками автопоїзда та таблиць переходу між цими системами координат.

Виклад основного матеріалу

Для складання таблиці переходу застосовуємо дві просторових системи координат, рухому та нерухому, з початком у центрі кульового шарніру тягово-зчіпного пристосування. Нерухомою OXYZ вважаємо систему що пов'язана з автомобілем, а рухомою Oxyz – пов'язану з причепом (Рис. 1).

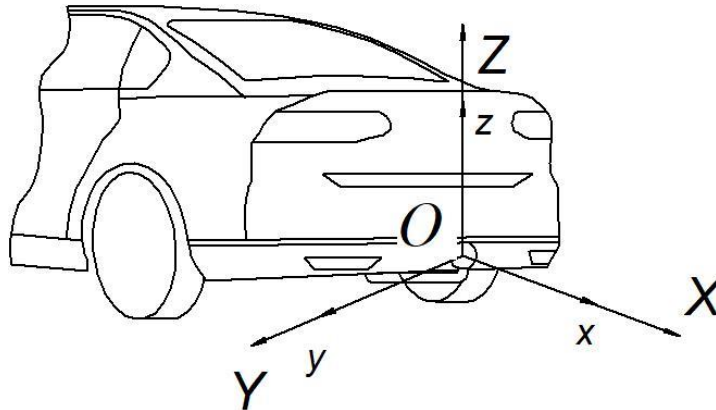


Рис. 1 Розкладення сили впливу причепа на автомобіль-тягач на проекції по осям координат. (лівостороння система координат – поворот від осі OX до осі OZ здійснюється за годинниковою стрілкою)

В початковий період часу осі обох систем координат співпадають. Припускаємо, що автомобіль-тягач не змінює свого положення і знаходиться на рівній горизонтальній поверхні. Далі, у процесі руху, за рахунок відхилення причепа від початкового положення рухома система координат починає відхилятися від нерухомої. Опишемо це відхилення у вигляді трьох поворотів навколо осей OX, OY і OZ відповідно на кути α , β , γ [2]. Кожен із поворотів відповідно можемо описати за допомогою матриць у вигляді

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Прийнявши певну послідовність поворотів та знайшовши добуток матриць (1) отримуємо результуючу матрицю. Так, наприклад, при послідовності поворотів навколо осей OX, OY і OZ результуюча матриця поворотів набуде вигляду

$$\begin{pmatrix} \cos \beta \cdot \cos \gamma & \sin \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma - \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma + \\ & -\cos \alpha \cdot \sin \gamma & +\sin \alpha \cdot \sin \gamma \\ \cos \beta \cdot \sin \gamma & \sin \alpha \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma + \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma - \\ & +\cos \alpha \cdot \cos \gamma & -\sin \alpha \cdot \cos \gamma \\ -\sin \beta & \sin \alpha \cdot \cos \beta & \cos \alpha \cdot \cos \beta \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Після транспонування матриці (2) отримаємо таблицю переходу від рухомої системи координат до нерухомої у вигляді таблиці 1.

Таблиця 1. Перехід між рухомою та нерухомою системами координат

Осі систем координат	OX	OY	OZ
Ox	$\cos \beta \cdot \cos \gamma$	$\cos \beta \cdot \sin \gamma$	$-\sin \beta$
Oy	$\sin \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma -$ $-\cos \alpha \cdot \sin \gamma$	$\sin \alpha \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma +$ $+\cos \alpha \cdot \cos \gamma$	$\sin \alpha \cdot \cos \beta$
Oz	$\cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma +$ $+\sin \alpha \cdot \sin \gamma$	$\cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma -$ $-\sin \alpha \cdot \cos \gamma$	$\cos \alpha \cdot \cos \beta$

Висновки

Запропонована таблиця переходу між системами координат, які жорстко пов'язані з окремими ланками автопоїзда дає можливість враховувати просторову взаємодію цих ланок при математичному моделюванні процесу руху.

Список використаної літератури

1. Orysenko O.V., Skoryk M.O., Kryvorot A.I., Shapoval M.V. The Dynamic Processes Mathematical Modeling in the Traction Coupling Device From Cars to the Trailers. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018, № 7(4.8). С. 473–477.
2. Павловський М.А. Теоретична механіка / М.А. Павловський. – К.: Техніка, 2002. – 511 с.

УДК 681.873.35

М.П. Колісник¹, кандидат технічних наук, професор,

О.С. Лиходій¹, кандидат технічних наук, завідувач кафедри експлуатації та ремонту машин,

А.Л. Червоноштан¹, магістр,

М.С. Красношарпа¹, студ. гр. АТ-22мп.

¹Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

МОДЕЛЮВАННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ, ЯК ЗРАЗКА ТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ, ПРИ ПОВЗДОВЖНЬОМУ ПЕРЕКИДАННІ

Розглянуто визначення стану стійкості автомобіля, як технічної системи, при русі вниз по уклону дороги, а саме, при гальмуванні та можливому повздовжньому перекиданні

при проїзді на перепону із використанням класичних законів механіки на основі динамічних і математичних моделей.

Моделюємий об'єкт прийнятий у вигляді жорсткої зосередженої маси на пружних опорах, яка рухається вниз по уклону дороги і на яку діють утримуюча та перекидаюча сили.

Перекидання вперед навколо вісі передніх коліс розглядається навколо лінії, що проходить через геометричну вісь передніх коліс при різкому гальмуванні, або при потраплянні колесами у канаву.

При цьому враховуються сили інерції маси автомобіля та сил тертя передніх коліс об дорогу які утворюють перекидаючий момент. Реакцією задніх коліс нехтуємо.

Розглянуто два випадки: само гальмування на дорозі при русі вниз по уклону і раптова зупинка при наїзді передніх коліс на упор або в'їзді їх у канаву.

Початкові умови: маса автомобіля, положення центра мас – $C.M.$, відстань $C.M.$ від передньої вісі коліс, швидкість автомобіля, коефіцієнт тертя коліс автомобіля по дорозі, гальмівна відстань.

Прийнято, що інтенсивність гальмування рівномірна, а величина прискорення постійна.

За даними літературних джерел відомо, що при русі на горизонтальній площині отримані значення гальмівного шляху, та час гальмування, а також отримані їх значення при русі автомобіля при ухилі дороги [1, 2].

Якщо автомобіль зупиняється раптово при наїзді на перешкоду, то він перекидається відносно осей передніх коліс поздовжньо, а умова стійкості має вигляд (математична модель): робота сил утримуючих при повороті автомобіля на кут критичний (запас енергії) відносно ребра перекидання більше або дорівнює роботі сил перекидаючих.

Висновок

Отримано функції стійкості автомобіля, як технічної системи при русі на спуск, які характеризують стійкість системи для положень стійкої, нестійкої і нестійкої рівноваги.

Список використаної літератури

1. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2015. – 320 с. : іл. 124., бібліогр. 27, табл. 24.
2. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей: навчальний посібник / В. В. Біліченко, О. Л. Добровольський, В. О. Огневий, Є. В. Смирнов – Вінниця: ВНТУ, 2017. – 163 с.

УДК 693.6.002.5

М.В. Шаповал, к.т.н., доцент,
В.В. Вірченко, к.т.н., доцент,
О.С.Васильєв, к.т.н., доцент,
М.О. Скорик ст. викладач.

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

АНАЛІЗ ВИЗНАЧЕННЯ ТРУДОМІСТКОСТЕЙ ПРОВЕДЕННЯ ТО КОНЦЕПТУАЛЬНО РІЗНИХ СЕРЕДНЬОРОЗМІРНИХ КРОСОВЕРІВ

Постановка проблеми

Зараз автомобільний ринок України поповнюється автотранспортними засобами нових конструктивних концепцій, що використовують альтернативні та нові види палива, при підвищенні технічних параметрів. Збільшується чисельність електрифікованого та гібридного транспорту та транспортних засобів збільшеної вантажопідйомності і пасажиромісткості, а також вдосконалюється інфраструктура рухомого складу. Витрати на обслуговування та ремонт автомобілів на автотранспортних підприємствах, станціях обслуговування і на авторемонтних заводах залишається ще достатньо високими. У зв'язку з цим, необхідно вдосконалити системи технічного обслуговування (ТО) та ремонту автомобільного транспорту.



а)



б)



в)

Рис. 1 Зображення кросоверів: а) Toyota RAV4 Hybrid; б) Honda CR-V Hybrid, в) Nissan Ariya e-4ORCE 90kWh ProPilot 2022

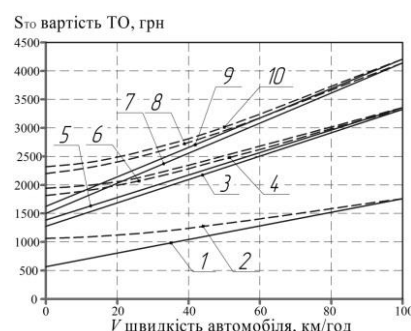


Рис. 2 Зміна вартості ТО: електромобіля Nissan Ariya e-4ORCE від швидкості руху без урахування (1), із урахуванням (2) умов експлуатації, обслуговування автомобіля Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid, від швидкості руху без урахування (3), (5), із урахуванням (4), (6) умов експлуатації, автомобіля Honda CR-V Hybrid AWD, Toyota RAV4 AWD, від швидкості руху без урахування (7), (9), із урахуванням (8), (10) умов експлуатації

Формування мети дослідження

Метою дослідження є встановлення об'ємів проведення ТО автомобілів (кросоверів) з різними конструктивними концепціями середньорозмірного класу за методиками визначення трудомісткостей ТО та проведення порівняльного аналізу трудомісткостей для перспектив розвитку запровадження інноваційних автомобілів за новітніми технологіями.

Виклад основного матеріалу

Результати аналітичних досліджень (рис. 2, табл. 1) вказують на те, що трудомісткість проведення ТО значно менша у автомобіля (рис.1, в) Nissan Ariya e-4ORCE за рахунок більшого пробігу до чергового ТО, а також менших витрат на діагностування та обслуговування електричного силового агрегату. А от зменшення трудомісткості ТО Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid по відношенню до Honda CR-V Hybrid AWD, Toyota RAV4 AWD (рис. 1, а, б) пов'язані також із збільшенням пробігу до чергового ТО та більшою надійністю, ресурсом та експлуатаційними якостями силових агрегатів.

Таблиця 1 Трудомісткість операцій ТО за пробігом автомобіля

Марки автомобілів	Пробіг автомобіля до ТО, км										
	500 0	100 00	150 00	200 00	250 00	300 00	350 00	400 00	450 00	500 00	550 00
	Трудомісткість операцій ТО, люд. год										
Honda CR-V, Toyota RAV4	10, 5	11,1	11,8	12,3	13,2	14,1	15,2	16,1	17,2	18,3	19,7
Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid	10, 0	10,2	10,8	11,2	11,9	12,4	13,2	14,0	14,9	15,8	16,7
Nissan Ariya e- 4ORCE	5,3	5,4	5,7	5,9	6,1	6,4	6,9	7,2	8,0	8,8	9,2

На підставі порівняльного аналізу визначено трудомісткості технічного обслуговування легкових автомобілів фірмовими СТО шляхом статистичної обробки нормативних даних, що знайшло відображення в наступному:

– на основі математичного очікування характеристик випадкової величини питомої трудомісткості ТО легкових автомобілів середнього класу визначено питомі трудомісткості проведення технічного обслуговування на гарантійних умовах для фірмових СТО, н.-год./1000 км;

– встановлено види і структуру норм при проведенні ТО, норми трудомісткості та її складові;

– проаналізовано визначення хронометражних спостережень за фактичною тривалістю виконання операцій, а також рекомендації послідовності за методом мікроелементних нормативів часу.

Також з урахуванням коефіцієнтів коригування, які залежать від умов експлуатації автомобілів, встановлено залежності визначення трудомісткостей ТО. Відповідно визначено коефіцієнти коригування залежно від середньої швидкості експлуатації для автомобілів, що досліджуються (Honda CR-V, Toyota RAV4, Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid, Nissan Ariya e-4ORCE). Коефіцієнти коригування вказують на те, що періодичність до чергового ТО у Nissan Ariya e-4ORCE значно більша відповідно 1,0, 1,22, 1, 34.

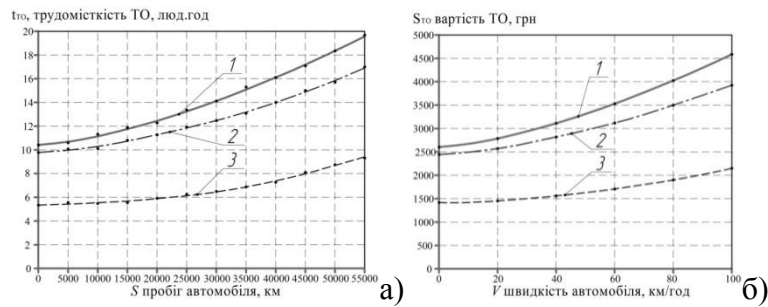


Рис. 3 Зміна: а) трудомісткості технічного обслуговування з урахуванням корегування нормативів трудомісткості проведених операцій від пробігу автомобілів: 1 – автомобілів Honda CR-V, Toyota RAV4; 2 – автомобілів Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid; 3 – електромобілів Nissan Ariya e-4ORCE; б) вартості технічного обслуговування з урахуванням корегування нормативів трудомісткості проведених операцій від швидкості руху: 1 – автомобілів Honda CR-V, Toyota RAV4; 2 – автомобілів Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid; 3 – електромобілів Nissan Ariya e-4ORCE

Таблиця 2 – Трудомісткість операцій ТО за пробігом автомобіля

Марки автомобілів	Середня швидкість автомобіля, км/год				
	20	40	60	80	100
	Вартість ТО, грн.				
Honda CR-V, Toyota RAV4	2780	3140	3590	4065	4605
Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid	2570	2790	3170	3505	3915
Nissan Ariya e-4ORCE	1410	1520	1725	1795	2160

За визначеними витратами на проведення ТО видно, що чим вища середня швидкість експлуатації, тим більші витрати на ТО. Також із урахуванням умов експлуатації витрати на ТО більші близько 25%. Тенденції зростання витрат на ТО автомобілів при швидкості 100 км/год (рис. 2) у автомобілів Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid менші на 23%, а у Nissan Ariya e-4ORCE – на 60% по відношенню до автомобілів Honda CR-V, Toyota RAV4.

Також проаналізовано у відповідності до Положення про автомобільний транспорт орієнтовний перелік операцій ТО, на основі якого встановлено перелік обслуговуючих операцій СТО або фірмових сервісних центрів та визначено основні операції під час проведення ТО серійних автомобілів різних конструктивних концепцій, проведено нормування часу трудомісткості поопераційно, використовуючи фіксацію робочого часу за хронометражними спостереженнями.

Висновки

Результати експериментально-аналітичних досліджень (рис. 3) свідчать про те, що трудомісткість проведення ТО Nissan Ariya e-4ORCE практично на 113% менше по відношенню до об'ємів трудомісткості Honda CR-V, Toyota RAV4 і на 81% – Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid.

Трудомісткість Nissan Ariya e-4ORCE має значно менші об'єми за рахунок зменшення нормованого часу проведення обслуговування силового агрегату, загальної діагностики електронних систем, пов'язаних з силовим агрегатом, а також збільшеною періодичністю пробігу до чергового ТО та кращою надійністю автомобіля. Також інтенсивність зростання об'ємів трудомісткості (рис. 3, а) практично залишається на одному рівні за пробігом до 30000 км у автомобіля Nissan Ariya e-4ORCE, що характеризує

його більш надійним в експлуатації по відношенню до Honda CR-V Hybrid, Toyota RAV4 Hybrid та Honda CR-V, Toyota RAV4.

Список використаної літератури

1. Правила надання послуг з технічного обслуговування і ремонту колісних транспортних засобів [Електронний ресурс] / Міністерство інфраструктури України. Затв. Наказ № 615 від 28.11.2014. Чинний від 12.02.2015р. Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z1609-14>.
2. Карпенко В.Р. Трудовитрати на обслуговування легкових автомобілів фірмовими СТО / В.Р. Карпенко, В.І. Павлюк, О.В. Приймак // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник. – Вип. № 31 – Луцьк, 2011. – С. 143–145.

УДК 629.1.07:621.83

Ю.Є. Галайда¹, викладач,

В.І. Кубіч², кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі».

¹Відокремлений структурний підрозділ Бердянський машинобудівний фаховий коледж Національного університету «Запорізька політехніка»

²Національний університет «Запорізька політехніка»,

ДО МЕТОДИКИ ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ НА КУТИ СХОДЖЕННЯ КОЛІС ПЕРЕДНЬОПРИВІДНОГО АВТОМОБІЛЯ

Постановка проблеми

Процес контактної взаємодії колеса з опорною поверхнею істотно впливає на керованість, стійкість, тягово-швидкісні властивості автомобіля, паливну економічність та довговічність шин. Виходячи з цього, експлуатаційна ефективність колісних машин в цілому залежить від вибору раціональних параметрів елементів конструкції керуючого колісного модуля. Дослідженнями Платонова В.Ф. [1] та Леашвілі Г.Р. [2] для автомобілів встановлено, що найбільший вплив на знос шин і економію палива надає величина сходження передніх коліс. При цьому відхилення сходження від оптимального значення на 2...3 мм (10'... 18') збільшує знос шин в 1,5...2 рази та сприяє зростанню витрати палива приблизно на 10%. У роботі [3] проведено комплексні дослідження впливу кутів розвалу та сходження коліс на зношування шин, і було встановлено, що оптимальними параметрами установки коліс є нульові значення. У той же час в роботі [4] досліджено та визначено, що кожному режиму руху відповідає свій оптимальний кут сходження. При цьому були отримані функціональні залежності, які дозволяють визначити координати характерних точок колісного вузла з урахуванням кутів установки коліс та визначено, що найбільше відхилення кутів сходження від їхнього початкового значення відбувається на перехідних режимах [4]. Таким чином можна обрати режим руху, що найбільш часто використовується і відповідний для нього кут сходження, або застосовувати механізм автоматичного регулювання кутів сходження, якій би підтримував оптимальні кути сходження для кожного режиму руху.

Отже на фоні експериментально визначених закономірностей відхилення значень сходження передніх коліс при відповідних швидкісних режимах руху ставиться за необхідним їх примусове корегування [4]. Останнє потребує конструктивних змін у приводі ведучих керованих коліс.

Мета дослідження

Метою роботи є розробка та запропонування методичного забезпечення експериментальних досліджень з керування фізичними впливами на кут сходження коліс передньопривідного автомобіля, наприклад ЗАЗ-1103 або ЗАЗ Ланос. Отримані результати дадуть можливість у подальшому розвинути аспекти автоматизованої системи корегування кутів сходження (АСККС).

Виклад основного матеріалу

Запропоновано застосувати електромеханічний привод позиціювання виконавчих органів, в якому лінійне переміщення рульової тяги здійснюється за рахунок перетворення обертального руху в поступальний кульково-гвинтовою передачею (рис. 1). Для роботи АСККС була розроблена фізична натурна модель (рис. 1 а) з використанням кульково-гвинтової передачі Bosch Rexroth AG FEM-E-B 12×2R×1.2-4-1-1-T7-R-21K060-01K060-70-0-1 (рис. 1 б).



а

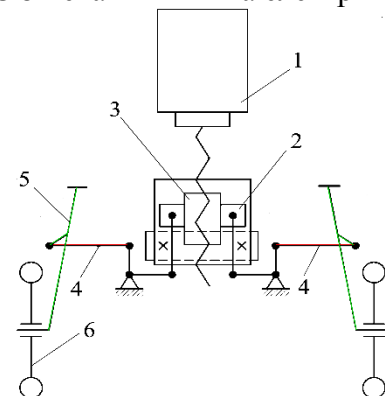


б

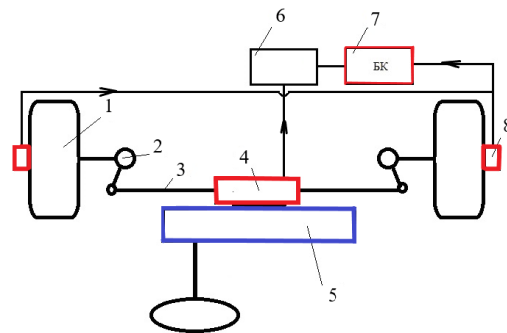
Рис. 1. Модель механізму АСККС:

а – загальний натурний вигляд; б – кульково-гвинтова передача приводу розтискних ланок механізму

В основу алгоритму керування робочими процесами щодо механічного впливу на зміни значень кутів сходження коліс обрані схема встановлення механізму та блок-схема АСККС з механічними та електричними зв'язками між складовими елементами (рис.2).



а



б

Рис. 2. Схеми керування робочими процесами

а – функціональна схема встановлення механізму корегування кутів сходження керованих коліс: 1 – електродвигун; 2 – розтискні ланки; 3 – кулькова передача; 4 – поперечні рульові тяги; 5 – телескопічна стійка підвіски автомобіля; 6 – кероване привідне колесо; б – блок-схема АСККС: 1 – автомобільне колесо; 2 – шарнір повороту керованого колеса; 3 – поперечна півтяга; 4 – датчик переміщення напівтяги; 5 – джерело енергії; 6 – виконавчий механізм; 7 – блок керування; 8 – датчик бічної сили на колесі

Висновки

Запропонованні складові методичного забезпечення розглядаються ґрунтовною підставою для подальшого розвитку складових досліджень, черговим етапом яких є

опробування натурального механізму АСККС у складі конструкції рульового приводу передньопривідного автомобіля та внесення відповідних корегувань.

Список використаної літератури

1. Платонов В. Ф. Підвищення економічності автомобілів за рахунок оптимізації кутів установки керованих коліс/В. // Автомобільна промисловість. 1983. № 4. С. 16-17.
2. Леіашвілі Г. Р. Оптимізація кутів установки керованих коліс автомобіля: автореф. дис. на соискан. вчений. степ. канд. техн. наук/Г. Р. Лейашвілі. Тбілісі, 1979. 15 с.
3. Кисліцин Н. М. Визначення кутів установки керованих коліс під час руху автомобіля / Н. М. Кисліцин, Ю. В. Максимов // Автомобільна промисловість. 1977. №9. С. 26-27.
4. Щербина А. В. Вибір та обґрунтування кутів сходження керованих коліс передньопривідного автомобіля категорії М1: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.22.02/ Щербина Андрій Васильович. Київ: НТУ, 2017. с.23

УДК 629.017

М.А. Подригало¹, доктор технічних наук, професор, головний науковий співробітник,
А.А. Побережний¹, науковий співробітник, підполковник,
В.П. Гармаш¹, старший науковий співробітник, підполковник,
В.С. Шеїн², кандидат технічних наук, доцент.

¹Національна академія Національної гвардії України

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ ПОВОРОТУ ДВОВІСНОГО ПОВОРОТНОГО ВІЗКА ЧОТИРЬОХВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ

Постановка проблеми

Чотирьохвісні автомобілі з двома двовісними поворотними візками мають високу маневреність, але й високий момент опору повороту. У цій доповіді представлені результати визначення моменту опору повороту двовісної поворотної платформи.

Формування мети дослідження

Метою дослідження є забезпечення маневреності й керованості чотирьохвісних автомобілів з двома двовісними поворотними візками.

Виклад основного матеріалу

На схемі (рис. 1) представлено результати визначення моменту опору повороту двовісної поворотної платформи.

На рис.2 представлена схема визначення опору повороту платформи при "жорстких" колесах.

$$M_{оп} = 0,5L_T \sum_{i=1}^L R_{пбi}, \quad (1)$$

де L_T – база платформи;

$R_{пбi}$ – бічна реакція опорної поверхні (дороги) на i -те колесо поворотної платформи,

$$R_{пбi} = R_{пс} \cos \gamma; \quad (2)$$

γ – кут між напрямками векторів зусиль $R_{пс}$ та $R_{пкi}$,

$$M_{оп} = \frac{0,5\varphi P_{2П}}{\sqrt{\frac{1}{L_T^2} + \frac{1}{B^2}}}, (4)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

$P_{2П}$ – нормальне навантаження на платформу.

Висновки

Визначення моменту опору двовісного візка дозволяє підвищити маневреність та керованість автомобілів з поворотними візками за рахунок створення у подальшому різниці крутних моментів на колесах різних бортів.

УДК 629.017

М.А. Подригало¹, доктор технічних наук, професор, головний науковий співробітник,
А.А. Побережний¹, науковий співробітник, підполковник,
В.П. Гармаш¹, старший науковий співробітник, підполковник,
В.С. Шеїн², кандидат технічних наук, доцент.

¹Національна академія Національної гвардії України

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет

НОВИЙ СПОСІБ КЕРУВАННЯ РУХОМ ДВОВІСНОГО ПОВОРОТНОГО ВІЗКУ ПРИ ВХОДІ ТА ВИХОДІ З ПОВОРОТУ

Постановка проблеми

Вирішення проблеми керованості й маневреності транспортних засобів завжди є актуальною. Особливо значущим стає це питання при наявності такого елемента як двовісний поворотний візок у випадках виконання спеціальних завдань.

В основу нового технічного рішення поставлено завдання удосконалення способу керування рухом двовісного поворотного візка колісного транспортного засобу за рахунок того, що поворот двовісного поворотного візка здійснюється двома крутними керуючими моментами.

Формування мети дослідження

Мета підвищення керованості двовісних у поворотних візків при вході та виході з повороту.

Виклад основного матеріалу

Поворот двовісного поворотного візка здійснюється двома крутними керуючими моментами. Перший з цих крутних моментів створюється водієм через рульове керування і силовий гідроциліндр

$$M_{ПОВ1} = f_1(P_{Р\text{УЛ}}), (1)$$

де $P_{Р\text{УЛ}}$ – зусилля на рульовому колесі.

Другий крутий керуючий момент створюється за рахунок різниці крутних моментів (тяглових зусиль на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів двовісного поворотного візка).

Перший крутний момент використовується для створення кутового прискорення двовісного поворотного візку, а другий крутний момент для подолання опору повороту цього візка.

У випадку з виразом (2) видно, що при вході до повороту необхідно загальмовувати колеса внутрішнього борту

$$\frac{P_{K12}}{\varphi P_{z12}} < \left(1 + \frac{B^2}{L_T^2}\right)^{-0,5}, \quad (2)$$

де P_{K12} – сумарне тягове зусилля на колесах;

φ – коефіцієнт зчеплення;

P_{z12} – сумарне навантаження на колеса;

B, L_T – колія та база двовісного поворотного візка.

При

$$\frac{P_{K12}}{\varphi P_{z12}} \geq \left(1 + \frac{B^2}{L_T^2}\right)^{-0,5}, \quad (3)$$

на колесах зовнішнього і внутрішнього бортів треба створювати різницю крутних моментів.

Висновки

При виконанні умови (2) у випадку виходу з повороту колісного транспортного засобу необхідно загальмувати колеса зовнішнього борту, а на колеса внутрішнього борту створити тягове зусилля (крутний тяговий момент).

При виконанні умови (3) на колесах внутрішнього і зовнішнього бортів створюється різниця тягових зусиль (крутних моментів).

УДК 629.017

М.А. Подригало¹, доктор технічних наук, професор, головний науковий співробітник,

А.А. Побережний¹, науковий співробітник, підполковник,

Г.Г. Яровой¹, ад'юнкт докторантури та ад'юнктури, майор,

В.С. Шеїн², кандидат технічних наук, доцент,

¹Національна академія Національної гвардії України

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВПЛИВ УСТАНОВКИ БРОНІ НА МАНЕВРЕНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

Постановка проблеми

Бронювання автомобілів – це встановлення на них розподіленої за якимось законом додаткової маси. Найчастіше броня встановлюється на шасі автомобіля загального призначення. При цьому, крім зміни маси машини, відбувається зміна положення центру мас, зміна радіусів інерції щодо трьох координатних осей, а також нормального навантаження, що припадає на колеса.

Формування мети дослідження

Метою дослідження є підвищення маневреності броньованих автомобілів.

Виклад основного матеріалу

Установка броні істотно впливає на динаміку поступального та обертального руху автомобіля. При цьому змінюються показники наступних динамічних властивостей:

- тягово-швидкісних;
- стійкості прямолінійного руху;
- маневреності.

Стійкість положення броньованого автомобіля визначається зміною положення центру мас після встановлення броні. Зміна координат центру мас автомобіля після встановлення бронювання

$$\Delta a = \frac{\sum_{i=1}^c m_{Bpi} x_{Bpi}}{m_B + m_{Bp}} - \text{горизонтальних}; \quad (1)$$

$$\Delta h = \frac{\sum_{i=1}^K m_{Bpi} z_{Bpi}}{m_B + m_{Bp}} - \text{вертикальних}; \quad (2)$$

де m_B ; m_{Bp} – маса базової машини та загальна маса броні;

m_{Bpi} – маса i -го броньового елемента;

x_{Bpi} , z_{Bpi} – горизонтальна та вертикальна координати i -го броньового елемента (листа);

K – загальна кількість броньових елементів (листів).

Кути поздовжньої статичної стійкості після бронювання машини під час руху на спуску:

$$\alpha'_{prod} = \arctg \left[\frac{a_l(m_B + m_{Bp}) + \sum_{i=1}^K m_{Bpi} x_{Bpi}}{h_l(m_B + m_{Bp}) + \sum_{i=1}^K m_{Bpi} z_{Bpi}} \right], \quad (3)$$

при русі на підйомі:

$$\alpha''_{prod} = \arctg \left[\frac{b_l(m_B + m_{Bp}) - \sum_{i=1}^K m_{Bpi} x_{Bpi}}{h_l(m_B + m_{Bp}) + \sum_{i=1}^K m_{Bpi} z_{Bpi}} \right], \quad (4)$$

де a_l , b_l , h_l – координати центру мас базового автомобіля,

$$a_l + b_l = L; \quad (5)$$

L – база автомобіля.

$$\alpha_{noner} = \arctg \left[\frac{B}{2 \left(h_l + \frac{\sum_{i=1}^K m_{Bpi} z_{Bpi}}{m_B + m_{Bp}} \right)} \right], \quad (6)$$

де B – колія автомобіля (середня).

Висновки

Очевидно, що нестабільність динамічних властивостей автомобіля, обумовлена бронюванням, буде мінімізована при забезпеченні $\Delta a = 0$ та $\Delta h = 0$. Останнє зумовлено розташуванням окремих елементів бронювання, їх геометрією та матеріалами.

При раціональному проектуванні броньованої капсули величини Δa і Δh отримати складно, але їх можна звести до мінімуму.

Проведений аналіз також показав, що після бронювання показники керованості автомобіля також знижуються.

УДК 629.017

М.А. Подригало¹, доктор технічних наук, професор,

Р.О. Кайдалов², доктор технічних наук, професор,

В.І. Омельченко¹, аспірант

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Національна академія Національної гвардії України

РАЦІОНАЛЬНИЙ ВИБІР РОЗПОДІЛУ КРУТНИХ МОМЕНТІВ МІЖ ПЕРЕДНІМИ ТА ЗАДНІМИ ЕЛЕКТРОМОТОРАМИ ПРИВОДУ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ

Постановка проблеми

Поява електромобілів та гібридних автомобілів з приводом на окремі осі чи колеса відкриває можливості розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами. Безступеневе плавне управління електромоторами дозволяє не відключати привод одного з мостів навіть на дорогах з високим коефіцієнтом опору кочення коліс. При цьому існує раціональний розподіл крутних моментів між передніми та задніми колесами, що забезпечує максимальний коефіцієнт корисної дії ходової частини автомобіля [1-3].

Формування мети дослідження

Метою дослідження є покращення енергоефективності двовісних автомобілів шляхом раціонального вибору коефіцієнта розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами.

Виклад основного матеріалу

На Рисунку 1. представлені графіки залежності $(\beta_m)_{opt} = F_1(V_a)$, отримані при різних значеннях коефіцієнта f опору коченню коліс автомобіля з наступними параметрами: $C_x = 0,375$; $F = 1,777 \text{ м}^2$; $m = 190 \text{ кг}$; $L = 2,36 \text{ м}$; $a = 1,036 \text{ м}$; $b = 1,324 \text{ м}$. Як видно з вказаних графіків, на малих швидкостях руху автомобіля значення коефіцієнта $(\beta_m)_{opt}$ значно перевищує величину 0,5, приближаючись до значень, близьких до одиниці. Це означає, що для автомобіля, що розглядається, при русі до швидкості $V_a = 10 \text{ м/с}$ (36 км/ч) задній міст повинен бути відключеним. В інтервалі швидкостей 10-30 м/с (36-108 км/ч) на передніх колесах повинні створюватися великі по відношенню до задніх колесам крутні моменти. При швидкостях руху автомобіля більше 30 м/с (108 км/ч) на передніх та задніх колесах можна створювати різні крутні моменти.

Виконання вказаних умов, яке легко реалізується на автомобілях з роздільним електроприводом передніх та задніх коліс, дозволяє отримати максимальне значення ККД колісного рушія, покращити динаміку автомобіля та зменшити розхід енергії на рух з постійною швидкістю.

З виразу (33) видно, що параметрами при експлуатації автомобіля, що змінюється є m , f , $(b-a)$ та швидкість V_a . Зі збільшенням швидкості автомобіля V_a відбувається зменшення долі крутного моменту на передній осі та збільшення зазначеної долі на задній осі. При $a=b$, $(\beta_m)_{opt} = 0,5$ при будь-якій масі m , швидкості V_a та коефіцієнті опору коченню f .

При розгоні автомобіля:

$$N_e \cdot \eta_{mp}^{sum} = V_a (P_w + \dot{V}_a), \quad (1)$$

де $\dot{V}_a$ – лінійне прискорення автомобіля.

$$M_{f_1} - M_{f_3} = \frac{1}{L} \left[mgfr_0(b-a) + 2m\dot{V}_a \frac{h-r_0}{L} fr_0 \right]. \quad (2)$$

При розгоні автомобіля отримаємо вираз:

$$(\beta_m)_{opt} = 0,5 \left[1 + \frac{fr_0}{L} \frac{g(b-a) + 2\dot{V}_a(h-r_0)}{\frac{C_x}{2m} \rho F V_a^2 + \dot{V}_a} \right]. \quad (3)$$

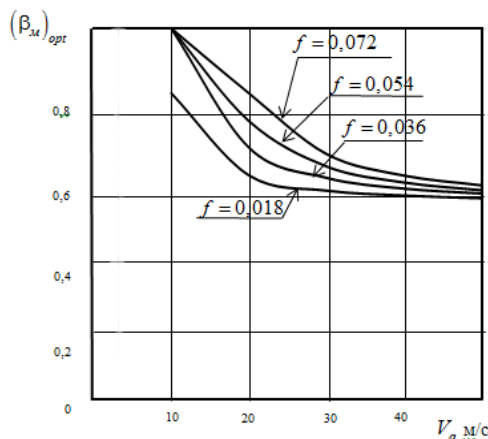


Рис. 1 Залежність $(\beta_m)_{opt} = F_1(V_a)$ для автомобіля з параметрами: $C_x = 0,375$; $F = 1,777 \text{ м}^2$; $m = 190 \text{ кг}$; $L = 2,36 \text{ м}$; $a = 1,036$; $b = 1,324 \text{ м}$ при різних значеннях коефіцієнта f опору коченню коліс

Висновки

Отримана математична модель коефіцієнта корисної дії колісного рушія двовісного автомобіля дозволила шляхом її оптимізації визначити коефіцієнт раціонального розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами.

Для автомобілів, у яких центр мас розташований посередині між передніми та задніми колесами максимальний ККД колісного рушія може бути реалізованим при рівному розподілі крутних (тягових) моментів між передньою та задньою осями в процесі встановленого руху.

В процесі експлуатації автомобілів при $a \neq b$ параметри m , f , $b-a$; M_e ; U_{mp} можуть змінюватися, що за умовою отримання $(\eta_{руш}^{min})_{max}$ потребує регулювання величини β_m . Для автомобілів з механічною трансмісією це є складною технічною задачею, але для електромобілів та гібридних автомобілів з розділеним приводом від електромоторів передніх та задніх коліс це відкриває широкі можливості. При регулюванні величини току можна здійснювати регулювання крутних моментів.

Список використаної літератури

1. Подригало М.А., Бажинов О.В., Кайдалов Р.О. та ін. Синтез раціональних законів управління розподілом крутних моментів між осями при розгоні автомобіля. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2018. Вип. 2. С. 85-91.
2. Подригало М.А. Кайдалов Р.О., Кудімов С.А. та ін. Раціональне управління розгоном повнопривідного електромобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2019. Вип. 15. С. 58-63.
3. Podrigalo M., Kaidalov R., Klets D. and others Synthesis of energyefficient acceleration control law of automobile. *Eastern-european journal of enterprise technologies*. 2018. Issue 1/7(91). PP. 62 – 70.

УДК 629.018

М.А. Подригало, доктор технічних наук, професор,

В.С. Шеїн, кандидат технічних наук, доцент.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИКОРИСТАННЯ МАСШТАБНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ВИПРОБУВАННІ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Постановка проблеми

Однією з основних умов, що передує постановці на виробництво автомобільної та іншої мобільної техніки є проведення випробувань натурних моделей продукції. Результати, отримані під час таких випробувань, дозволяють зробити висновок про можливість запуску продукції у серійне виробництво. Проте, випробування натурних моделей спричиняє витрати значних ресурсів, зокрема впливає на строки постановки продукції на виробництво. Вирішити цю проблему, не зменшуючи достовірність отриманих результатів випробувань, можливо з використанням масштабного моделювання.

Формування мети дослідження

Метою дослідження є скорочення часу і зменшення витрат при розробці й постановці на виробництво автомобілів та іншої мобільної техніки шляхом використання випробувань масштабних моделей за рахунок підвищення вірогідності отриманих результатів.

Виклад основного матеріалу

Натурне моделювання широко використовується в різноманітних галузях науки і техніки: авіабудуванні, автомобілебудуванні, енергетичному машинобудуванні. Наприклад, при конструюванні нових зразків лопатних машин проводять лабораторні дослідження на моделях: перевіряються і остаточно встановлюється форма лопатей робочого колеса та спрямовуючого апарату, визначається ККД насоса та його зміна в залежності від кількості обертів, продуктивності, напору, а також досліджується явище

кавітації [1]. Теоретичною базою для проведення випробувань з використанням натурних моделей є теорія подоби чи теорія узагальнених змінних [2].

Уперше натурне моделювання руху автомобіля було виконане в інституті автомобільних інженерів в Англії [3]. Проводилися дослідження по оцінці впливу гальмування передніх і задніх коліс на стійкість при гальмуванні моделі автомобіля. Як свідчить досвід, використання натурального (масштабного) моделювання дозволяє з великою точністю підтверджувати результати теоретичних досліджень, скоротити процес наукових досліджень і час підготовки виробництва нових виробів. При виборі масштабних коефіцієнтів потрібно не тільки визначити лінійні розміри моделі L_M , але також і швидкість, час, масу, моменти інерції, коефіцієнти жорсткості та інші.

Адекватність результатів натурних та модельних випробувань, у свою чергу, залежить також і від точності вимірювань фізичних величин. Як зазначається в роботі Х. Харта [10] вимоги до похибок вимірювань залежать від того чи може допускатися визначена похибка, чи похибка повинна бути за можливості зменшена.

В результаті проведеної оцінки показників точності вимірювальних фізичних величин при проведенні модельних випробувань визначено їхній взаємозв'язок з показниками точності при проведенні натурних випробувань. Також встановлено, що максимально можливий лінійний масштабний коефіцієнт з умови забезпечення адекватності вимірювання різних фізичних величин змінюється. У загальному вигляді його величину можна визначити як

$$[m_L]_{\max} = \left(\frac{\Delta X_H}{[\Delta X_M]_{\min}} \right)^K, \quad (1)$$

де ΔX_H – похибка, що регламентується для вимірювання будь-якої фізичної величини при натурних випробуваннях;

$[\Delta X_M]_{\min}$ – мінімально можлива похибка вимірювання величини при модельних випробуваннях;

K – показник ступеня, який залежить від природи фізичної величини.

Величина максимально можливого лінійного масштабного коефіцієнта при малих значеннях показника ступеня, що залежить від природи фізичних величин, дуже обмежена, а для її збільшення необхідне підвищення вимог до точності вимірювання фізичних величин. Підвищити максимально припустимий масштабний коефіцієнт $[m_L]_{\max}$ можливо за рахунок зменшення, у порівнянні з натурними випробуваннями похибок вимірювання фізичних величин.

З рівняння (1) отримаємо

$$[\Delta X_M]_{\min} = \frac{\Delta X_H}{m_L^{1/K}}. \quad (2)$$

Приймаючи $[\Delta X_M]_{\min} = \Delta X_M$, запишемо

$$\frac{\Delta X_M}{\Delta X_H} = m_L^{-1/K}. \quad (3)$$

Висновки

У результаті проведеного дослідження визначено взаємозв'язок між лінійним масштабним коефіцієнтом та масштабними коефіцієнтами інших фізичних величин, які до сьогодні не були визначені. Побудова системи масштабних коефіцієнтів сприяє підвищенню вірогідності випробувань автомобілів та інших мобільних машин на масштабних моделях.

Збільшення лінійного масштабного коефіцієнту m_L дозволяє зменшити матеріальні витрати та термін проведення випробувань масштабних моделей автомобілів й інших мобільних машин. Але це потребує підвищення вимог до точності вимірювання фізичних величин.

У результаті проведеного дослідження визначено залежності допустимих похибок вимірювання фізичних величин залежно від обраного масштабу подоби. Зі зростанням коефіцієнту m_L необхідно зменшувати відношення похибки $\frac{\Delta X_M}{\Delta X_H}$.

Список використаної літератури

1. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. Харків : ХГУ, 1970. 295 с.
2. Gukhman A.A. Introduction to the Theory of Similarity. London : Academic Press, 1965. 256 p.
3. Olley M. Road Manners of the Modern Car. *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*. London, 1946. 41(1). Pp. 523-551. DOI:10.1243/PIAE_PROC_1946_041_034_02
4. Hans Hart Einführung in die Messtechnik 5, Durchgesehene Auflage. VEB Verlag Technik Berlin, 1989. 379 s.

УДК 629.017

М.А. Подригало¹, доктор технічних наук, професор,

О.В. Черніков¹, доктор технічних наук, професор,

В.П. Гармаш²,

С.А. Горєлишев², кандидат технічних наук, доцент,

Д.С. Баулін², кандидат технічних наук, старший науковий співробітник.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Національна академія Національної гвардії України

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ МАНЕВРУВАННЯ ЧОТИРИВІСНОЇ МАШИНИ

Постановка проблеми

Сучасні умови розвитку економіки вимагають не тільки розробки нових, сучасних машин та механізмів, оптимізації часу їх проектування та використання ресурсів, необхідних для їх виробництва, але й точного визначення необхідних технічних характеристик і припустимих режимів їх роботи. Одним з шляхів вирішення даної задачі є комп'ютерне моделювання. Дослідженню даного напряму присвячено багато робіт, в тому числі виконаних в ХНАДУ [1-3].

Формування мети дослідження

Метою дослідження є розробка цифрової моделі шасі 4-вісної машини та проведення віртуальних експериментів з визначенню можливостей керування нею при різних режимах маневрування.

Виклад основного матеріалу

Для моделювання був обраний потужний пакет твердотілого моделювання Autodesk Inventor. Запропонована в ньому технологія цифрових прототипів надає комплексний гнучкий набір засобів для 3D проектування, візуалізації, інструментальної обробки, аналізу і розрахунків, а також створення документації.

Застосування Inventor дозволяє врахувати характеристики матеріалів, задавати навантаження, модифікувати параметри сітки кінцевих елементів, що дозволяє підвищити якість рішення, розглянути їхні варіанти. Також можливий вибір автоматичного або ручного способу завдання контактів, виконання декількох типів динамічних та міцнісних розрахунків. Візуалізація моделі допомагає оцінити взаємодію компонентів при роботі машини та представити результати замовнику.

Модель має дозволяти незалежне керування кутом повороту як передньої, так і задньої платформи. Для створення загальної моделі перш за все було створено цифрові прототипи всіх окремих частин шасі: рама, поворотна платформа, гідроциліндр, колесо, полігон для моделювання руху. Кожний елемент мав відповідні розміри та матеріал, що, зокрема, надало можливість моделювати не тільки геометричні, але й фізичні властивості, зокрема, масу та центр ваги машини.

Для створення кожної деталі спочатку будувався плоский ескіз з відповідними розмірами та розташуванням, потім використовувались тривимірні операції видавлювання, обертання, масиви елементів та інші. Для більш складних тіл застосовувались буєві операції об'єднання, віднімання та перетину.

На наступному етапі було створено модель складання з використанням спеціального інструменту – з'єднань – для можливості подальшого моделювання руху механізму. Відмітимо основні особливості використання даного інструменту [4].

У середовищі “Складання” проводилась компонування розроблених деталей та вузлів машини з накладенням відповідних залежностей. Основні з них це “суміщення”, “кут”, “дотик” та “вставка”.

Після закінчення роботи в середовищі складання, переходимо до середовища динамічного моделювання, для того, щоб задати необхідні рушійні з'єднання між частинами машини. В програмі є 5 категорій з'єднань: це стандартні з'єднання, з'єднання обкочування, з'єднання ковзання, 2D-контакт та силові з'єднання. Кожна категорія має множину варіантів з'єднань.

У роботі розглянуті основні з'єднання, параметри яких впливають на роботу віртуальної моделі. “Просторове з'єднання” – використовується для розташування тіла в просторі відносно базового елемента. У моделюванні руху машини воно дозволяє правильно встановити модель шасі у просторі. “З'єднання обертання” – за допомогою нього задається обертання коліс машини відносно осей поворотних платформ та самих платформ відносно рами машини. При моделюванні важливо врахувати, що напрямки осей обертання коліс у просторі повинні збігатися.

Мета створення 3D-моделі в програмі “Inventor Professional” полягала у дослідженні роботи машини при різних режимах роботи, які в реальних умовах було б важко досягти за рахунок багатьох факторів, пов'язана, зокрема, з високою вартістю машини, умовами безпеки, відсутності матеріальної бази та ін. На основі побудованої моделі проводилося моделювання руху машини по заданій траєкторії, у тому числі поворот та рух убік.

Висновки

Таким чином, створена в роботі модель використана для проведення низки різних віртуальних досліджень, а саме моделювання поведінки машини на поворотах при керуванні передньою, задньою або обома поворотними платформами. Робота продовжує дослідження по створенню моделей машин для проведення віртуальних експериментів по оптимізації конструкції і режимів роботи. Створена модель може бути використана, в тому числі, як тренажер для здобуття професійних навичок керування машиною.

Вже на стадії моделювання, можливо визначити актуальність та ефективність запропонованих технічних рішень при розробці зразків нової техніки, дозволяє провести попередні розрахунки і уникнути значних витрат при виробництві.

За допомогою створеного комп'ютерного прототипу можна визначити основні характеристики майбутнього виробу, провести аналіз, модернізацію та необхідну модифікацію.

Модель дозволяє задавати потрібну траєкторію руху, в тому числі при проходженні через перешкоди. Може досліджуватись положення центру ваги машини, що важливо для визначення її стійкості.

Список використаної літератури

1. Черніков О.В. Впровадження сучасних технологій комп'ютерного моделювання в навчальний процес ХНАДУ. *Вісник ХНАДУ*. 2016. Вип. 73. С. 239-244.
2. Кириченко І.Г., Черніков О.В., Роговий А.С. та ін. Особливості комп'ютерного моделювання та дослідження режимів роботи елементів піднімальної платформи. *Вісник ХНАДУ*. 2021. Вип. 95. С. 143-148.
3. Черніков О.В., Москаленко А.І. Розробка параметричних моделей з урахуванням динамічних та міцнісних характеристик. *Прикл. геометрія та інж. графіка*. К.: КНУБА, 2011. Вип. 87. С. 431-434.
4. Черніков О.В., Склярів Є.Ю., Швейкін І.О. Особливості комп'ютерного моделювання екскаватора "Menzi Muck M545" для досліджень його руху та стійкості при заданих умовах *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 8, Т. 1. С. 46-54.

УДК 629.017

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ПРИСКОРЕНЬ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ НА ФУНКЦІОНАЛЬНУ СТАБІЛЬНІСТЬ

Д.М. Клец, доктор технічних наук, професор,
Є.О. Дубінін, доктор технічних наук, професор.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Постановка проблеми

Визначення показників функціональної стабільності колісних машин протягом їхнього життєвого циклу потребує застосування сучасних мобільних реєстраційно-вимірювальних комплексів. Чутливими елементами таких вимірювальних комплексів можуть слугувати мікромеханічні інерціальні давачі, наприклад, трикомпонентні акселерометри Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT. На їхній базі розроблено мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс [1].

Під час проведення випробувань колісних машин велика кількість шумів різної фізичної природи призводить до спотворення одержуваного сигналу. Відомо, що підвищення точності вимірювань можливе або використанням більш точних і дорогих вимірювальних приладів, або шляхом комп'ютерного оброблення (фільтрації) результатів вимірювань. Таким чином, становить інтерес розробка методу застосування адаптивних фільтрів під час проведення динамічних випробувань колісних машин.

Під час вибору алгоритму фільтрації керуються насамперед такими умовами [2]: швидкість збіжності, адаптивність, стійкість, вимоги до обчислювальних ресурсів. Таким чином, для поліпшення якості сигналу, одержуваного з акселерометрів під час динамічних випробувань колісних машин, необхідна побудова адаптивного фільтра. Для підвищення

точності експериментальної оцінки експлуатаційних властивостей колісних машин становить інтерес реалізація алгоритму фільтрації на прикладі фільтра Калмана.

Формування мети дослідження

Метою дослідження є розробка методу фільтрації даних, що одержано за допомогою акселерометрів у процесі експериментальної оцінки функціональної стабільності колісних машин.

Виклад основного матеріалу

Однією з умов досягнення максимальної точності фільтрації є відповідність присутніх шумів розподілу Гауса. Таким чином, використання фільтра Калмана в цьому випадку є виправданим. Він є ефективним рекурсивним фільтром, який оцінює вектор стану динамічної системи, використовуючи низку неповних і зашумлених вимірювань [3]. Оскільки класичний оптимальний фільтр Калмана є різновидом рекурсивних фільтрів, для обчислення оцінки стану системи на поточний такт роботи йому необхідна оцінка стану (у вигляді оцінки стану системи та оцінки похибки визначення цього стану) на попередньому такті роботи та вимірювання на поточному такті [4].

Шум процесу визначається точністю кріплення використовуваних приладів, вібраціями двигуна, а також коливаннями температури. Шум вимірювання може задаватися похибкою вимірювання акселерометрів (1% для ММА7260QT за паспортом) і передавання сигналу з'єднувальними кабелями, а також іншими факторами.

Правильність завдання коваріаційних матриць шуму вимірювання, а також шуму процесу багато в чому визначає згладжувальні властивості фільтра.

З огляду на обчислювальну складність реалізації алгоритму фільтрації, має сенс використовувати готове програмне забезпечення, наприклад Visual Kalman Filter компанії HAN Software [5]. Результат реалізації фільтра Калмана за допомогою ЕОМ наведено на рисунку 1. В якості об'єкту експерименту взято автомобіль ЗАЗ-1103 "Славута". На рисунку 1 прийнято такі позначення: $a_{x \text{ експ}}$ – експериментальні значення поздовжніх прискорень від швидкості руху випробуваного автомобіля, отримані за допомогою мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу; $a_{x \text{ FK}}$ – згладжені дані за допомогою фільтра Калмана за розробленим методом.

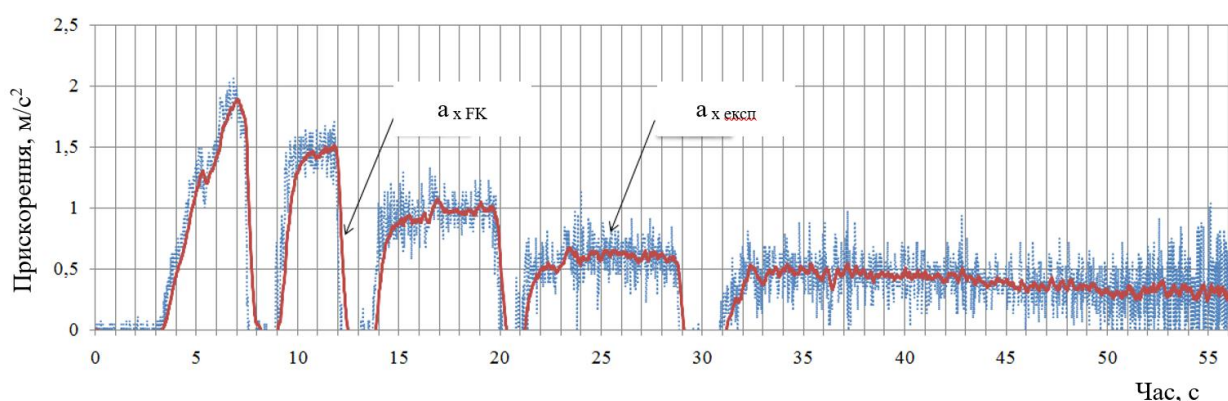


Рис. 1. Поздовжні прискорення випробуваного автомобіля

Висновки

1. Експериментальне визначення прискорень автомобіля за допомогою акселерометрів без застосування фільтрації призводить до розсіювання до $0,4 \text{ м/с}^2$. Зі збільшенням швидкості руху розсіювання збільшується.

2. У разі помилкового завдання в початковий момент часу апріорних величин стану системи, протягом 0,5 с фільтр виходить на сталу роботу, оскільки алгоритм ґрунтується на асимптотично стійкій системі.

3. Застосування фільтра Калмана дає змогу мінімізувати дисперсію сигналів, отриманих з мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу на базі акселерометрів ММА7260QT. Підвищення точності експериментальної оцінки показників функціональної стабільності колісних машин досягається за рахунок усунення шумів різної фізичної природи.

Список використаної літератури

1. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00 25.06.2010. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А.И., Клец Д. М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. - № u 2010 01136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

2. Haykin S. Adaptive filter theory / Simon Haykin // Third edition. – [Prentice-Hall, 1996](http://www.prenticehall.com). – 989 p.

3. Grewal M. Kalman filtering theory and practice using Matlab / M. Grewal, A. Andrews // Second edition. – New York: Wiley, 2001. – 410 p.

4. Раевский Н. В. Применение алгоритма классического линейного фильтра Калмана для оценки параметров движения маневрирующего в пространстве объекта / Н. В. Раевский, А. А. Киселёва, М. В. Лютая // Вісник ЧДТУ. – 2011. – № 2. – С. 85-90.

5. Design Kalman Filter with ease! [Електронний ресурс]: HAN Software – Режим доступу: <http://www.luckhan.com/kalman-filter-design.htm>.

УДК 621. 891

В.В.Аулін¹доктор технічних наук, професор,
О.Л.Ляшук²доктор технічних наук, професор,
А.Б.Гупка²кандидат технічних наук, доцент,
Р.Я.Лещук²кандидат технічних наук, доцент.

¹Центральноукраїнський національний технічний університет

²Тернопільський національний технічний університет

ТРИБОЛОГІЯ АВТОМОБІЛЯ. МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ТА КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ

Постановка проблеми

Гнучкість та мобільність автомобільного транспорту при відносно невисокій вартості перевезень сприяє розвитку промисловості в цілому. Покращення експлуатаційних характеристик автомобілів за рахунок підвищення надійності, довговічності та економічності являється однією із важливих задач транспортної галузі. Надійність та довговічність автомобілів зумовлені процесами тертя та зношування найбільш навантажених вузлів. Зношування приводить до порушення герметичності вузлів, точності

розміщення деталей, появі вібрації, ударів, заклинювання. В загальній проблемі тертя, зношування та мащення роль триботехніки полягає у вирішенні прикладних задач по підвищенню зносостійкості вузлів тертя, управлінню тертям та зношуванням за рахунок примінення нових конструкцій вузлів тертя, матеріалів деталей пар тертя, мастильних матеріалів, розробці комплексних методик дослідження та кінетичних критеріїв оцінки процесів в зоні фрикційного контакту [1].

Формування мети дослідження

З позиції структурно-енергетичного підходу в проблемі тертя та зношування необхідна розробка сучасних методик дослідження та інформаційних критеріїв оцінки кінетики трибологічних взаємодій, характеру взаємозв'язку основних триботехнічних параметрів із структурним станом поверхонь тертя – вторинними структурами. Розробка конструкції універсального трибометра та вимірювального комплексу із приміненням параметру контактного електроопору (КЕО) R пари тертя зумовлена необхідністю безперервного контролю за характерами зміни триботехнічних показників, утворенням, трансформацією та руйнуванням вторинних структур, розширення банку об'єктивних трибологічних даних для управління тертям та зношуванням.

Виклад основного матеріалу

Одним із найбільш чутливих кінетичних методів контролю процесів тертя та зношування являється метод вимірювання контактного електроопору (КЕО) пари тертя. Контролюючи основні триботехнічні показники (інтенсивність зношування I , коефіцієнт тертя μ) параметр КЕО враховує весь комплекс механічних і фізико-хімічних явищ в зоні фрикційного контакту, інформує про кінетику зміни параметрів I , μ безпосередньо під час дослідження.

Дослідження проводились, як на серійних, так і на спеціально спроектованій машині тертя (рис. 1). Схема контакту диск – торець пальця, при силових параметрах навантаження: швидкість ковзання $V = 0,12-11$ м/с, питоме навантаження $P = 0,3-35$ МПа з можливістю їх плавної зміни. Конструкція вузла тертя та механізму навантаження дозволяє зменшити вплив динамічних навантажень на досліджуваний зразок при перехідних процесах і реверсивному характері взаємного переміщення. Система змащування – автоматизована з можливістю подачі як рідких, так і пластичних мастил. Досліджувались зразки ($\varnothing 6$ мм, $l = 25$ мм), виготовлені із сталі 45 (42...45 HRC, $Ra = 0,125$ мкм), бронзи ОЦС 5-5-5. мастило – інактивне вазелінове масло, а також вазелінове масло з добавками присадки (2%), Англамол 99.

В діапазоні структурно-енергетичної пристосовуваності (СЕП) властивості вторинних структур (ВС) змінюються в широких границях під впливом зовнішніх параметрів, що свідчить про можливості їх внутрішньої перебудови. Для оцінки структурно-енергетичного стану ВС запропоновано наступні критерії: $\Delta R/R_{\text{вих}}$, Δt (рис. 2).

В діапазоні СЕП критерії $\Delta R/R_{\text{вих}}$, Δt стабільні і мінімальні (оптимальні властивості ВС), в діапазоні припрацювання і об'ємної деструкції значення даних параметрів максимальні. Після кожного етапу навантаження (ΔP , ΔV) відбувається падіння вихідного значення КЕО ($R_{\text{вих}}$) на певну величину ΔR з подальшою його стабілізацією на іншому

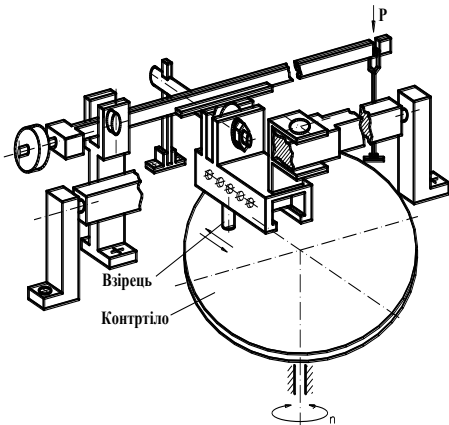


Рис. 1. Схема вузла тертя та механізму навантаження машини тертя

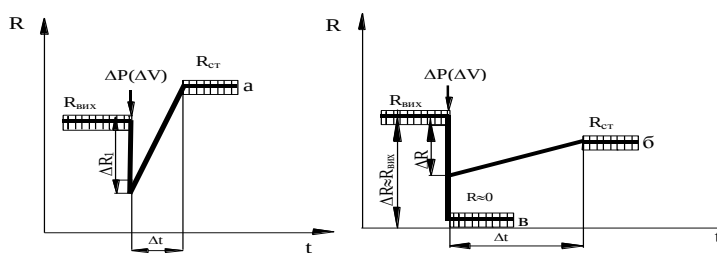


Рис. 2. Характер зміни параметрів $\Delta R/R_{\text{вих}}$, Δt в залежності від режимів тертя та зношування: а – режим припрацювання, б – режим СЕП, в – режим об'ємної деструкції.

рівні ($R_{\text{ст}}$) через певний період часу (Δt). Для досліджуваних пар тертя встановлено наступні значення даних параметрів: режим СЕП - $\Delta R/R_{\text{вих}} \approx 0,15 \dots 0,55$, $\Delta t \approx 12 \dots 20$ хв; режим припрацювання - $\Delta R/R_{\text{вих}} \approx 0,60 \dots 0,85$, $\Delta t \approx 25 \dots 40$ хв; режим об'ємної деструкції - $\Delta R/R_{\text{вих}} \approx 1$, $\Delta t \rightarrow \infty$. Існування діапазону СЕП зумовлено наявністю оптимальних ВС завдяки динамічній рівновазі процесів їх утворення (V_y) та руйнування (V_p) (рис. 4). В режимі СЕП $V_y = V_p$ ($t_y = t_p$), в режимі об'ємної деструкції $V_y < V_p$ ($t_y > t_p$). [2].

Висновки

Запропоновані критерії дозволяють проводити безперервний контроль за процесами тертя та зношування, кінетики утворення, трансформації та руйнування ВС в сукупності із металографічним аналізом поверхонь тертя дозволяють розкрити фізичну природу трибологічних взаємодій.

Список використаної літератури

1. Аулін В.В. Фізичні основи процесів і станів самоорганізації в триботехнічних системах: Монографія / В.В. Аулін. – Кіровоград : Видавець Лисенко В.Ф., 2014. – 370 С.
2. The tribology of the car: Research methodology and evaluation criteria / O. Lyashuk, A. Gypka, Y. Pyndus, V. Gupka, M. Sprivaska, M. Stashkiv // ICCPT 2019: Current Problems of Transport: Proceedings of the 1st International Scientific Conference, May 28-29, 2019, Ternopil, Ukraine. P. – 231-237. <http://dx.doi.org/10.5281/zenodo.3387620>

УДК 629.113:629.3.01

К.Е. Голенко¹, кандидат технічних наук, викладач, kgolenko@gmail.com

Ю.І. Войчишин², аспірант, jurko-q@ukr.net

А.Л. Старий¹, аспірант, collected@ukr.net

¹Хмельницький національний університет

²Національний університет «Львівська політехніка»

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ БІЧНИХ ПЕРЕКИДАНЬ МІСЬКИХ АВТОБУСІВ НА ВІДПОВІДНІСТЬ ПРАВИЛАМ №66 ЄЕК ООН

Постановка проблеми

Згідно з даними Національної адміністрації безпеки дорожнього руху (National Highway Traffic Safety Administration, NHTSA) у США за 2019 рік, було зафіксовано

приблизно 1,150 аварій з бічним перекиданням автобусів, в результаті яких загинуло 45 осіб, а понад 1,300 осіб отримали травми. Серед усіх типів інцидентів за участю автобусів саме бічні перекидання характеризуються найвищим ступенем травматизму, тому проблема досліджень пасивної безпеки кузовів автобусів залишається надзвичайно актуальною.

Формування мети дослідження

На етапі сертифікації нових моделей автобусів перед допущенням їх до експлуатації на дороги загального користування мають бути пройдені випробування на відповідність чинним вимогам щодо безпеки в умовах різних типів краш-тестів. Так, для оцінки безпеки при бічних перекиданнях виділяють три основні регуляторні стандарти:

1) Стандарт FMVSS 220 (США): для автобусів вагою до 4,536 кг, максимально допустиме горизонтальне пришвидшення на пасажирів при бічному перекиданні не повинно перевищувати 0.9 g (з пришвидшенням в зоні голови) та 1.5g (з пришвидшенням в зоні тулуба).

2) Європейський стандарт UN/ECE R66 [1]: для автобусів вагою понад 3,500 кг, максимально допустиме горизонтальне пришвидшення на пасажирів при бічному перекиданні не повинно перевищувати 1.5g (з пришвидшенням в зоні голови) та 3g (з пришвидшенням в зоні тулуба).

3) Австралійський стандарт ADR 59: максимально допустиме горизонтальне пришвидшення на пасажирів при бічному перекиданні автобусів визначається в залежності від типу автобуса та категорії вантажу.

Нас будуть цікавити Правила №66 ЄЕК ООН (UN/ECE Regulation No. 66), що є стандартом при сертифікації автобусів в Україні. Випробування на відповідність можна проводити двома способами на розсуд сертифікаційного органу [2]: натурні випробування з неминучим руйнуванням досліджуваного зразка в результаті пластичних деформацій (рис.1а) або розрахунковим способом [3-4], методику котрого визнано еквівалентною натурним краш-тестам. Власне, формування подібної методики і є метою наших досліджень.

Виклад основного матеріалу

При випробуванні комплектного зразка транспортного засобу на перекидання або його комп'ютерно-розрахункової імітації повинна забезпечуватись нерівність:

$$\sum_{i=1}^{i=m} E_i > E^*, \quad (1)$$

де: E_i - максимальна величина енергії, котру здатна поглинути i -та стійка каркасу кузова

E^* - сумарна енергія поглинання удару, визначена Правилами ЄЕК ООН № 66 за однією з наступних залежностей (1):

$$E^* = 0,75Mgh \quad (2)$$

$$E^* = 0,75Mg\left(\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_s^2} - \frac{W}{2H} \sqrt{H^2 - 0,8^2} + 0,8 \frac{H_s}{H}\right), \quad (3)$$

де: h – висота падіння центру мас з т. Cg^1 до т. Cg^2 ; W , H , H_s - відповідно, ширина, висота та відстань від опорної поверхні до центру мас у початковому положенні автобуса (рис.1а).

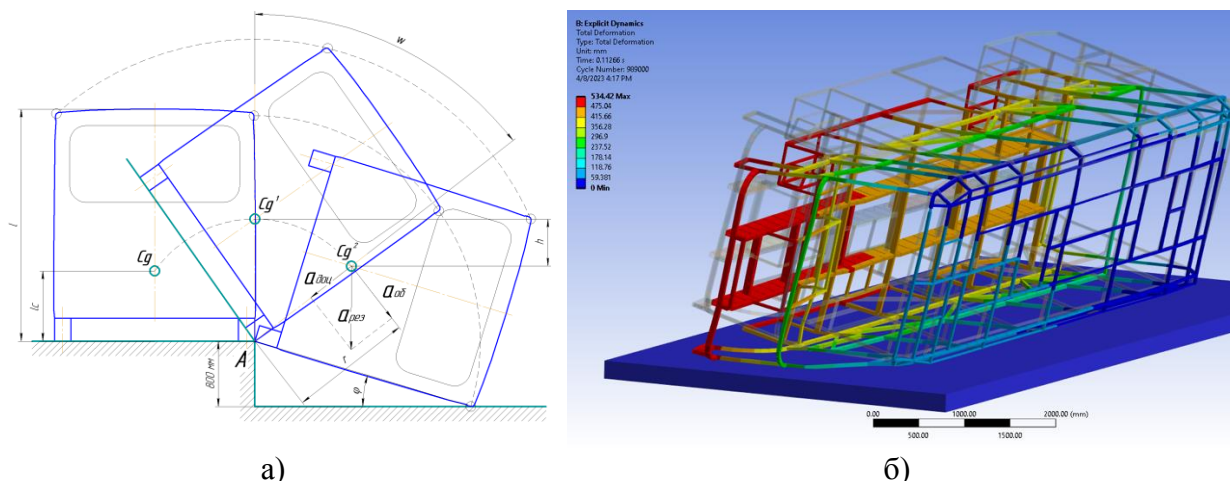


Рис. 1. Моделювання випробувань на відповідність Правилами ЄЕК ООН № 66:
а) розрахункова схема; б) напружено-деформований стан каркасу кузова автобуса

Висновки

За результатами моделювання бічного перекидання автобуса ТАТА 079 у середовищі Ansys Explicit Dynamics (5) отримуємо значення деформації стійок каркасу кузова для вимірювання запасу простору салону. Відповідно до п.7 Правил №66-01 ЄЕК ООН жодна зі зміщених частин транспортного засобу не ввійшла в зону залишкового простору; жодна з частин залишкового простору не виступала за межі деформованої конструкції.

Проаналізуємо збіжність результатів експерименту та розрахунку на основі відносного положення центральної стійки №2: значення фактичної деформації за результатом реального краш-тесту склало 135 мм, а розрахункове значення моделі Ansys Explicit Dynamics (рис. 1б) становить 136,5 мм, що знаходиться в межах 1% від похибки.

Список використаної літератури

1. Regulation No 66 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform technical prescriptions concerning the approval of large passenger vehicles with regard to the strength of their superstructure (OJ L 321 06.12.2007, p. 55)
2. Holenko K.E., Krainyk L.V. Osoblyvosti formuvannya nesivnykh struktur karkasu avtobusa typu low-entry u Visnyku NU “Kharkivskiy politekhnichnyi instytut” 2008 r. - s. 152-157s.
3. K.E. Holenko, O.Z. Horbai, L.V. Krainyk “Kompiuterne modeliuвання i analiz napruzhenno-deformovanoho stanu karkasu kuzova avtobusa typu Low-entry” u Visnyku NU “Lvivska politekhnika”. “Dynamika, mitsnist ta proektuvannya mashyn i pryladiv.” 2008 r. No 614, s. 63 – 68
4. Kamarajan Balakrishnan, Arvind Sharma, Rajib Ali, Comparison of Explicit and Implicit Finite Element Methods and its Effectiveness for Drop Test of Electronic Control Unit, Procedia Engineering, Volume 173, 2017, Pages 424-431, ISSN 1877-7058, <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.12.042>.
5. Ivan Rooij, R. (2011). Implicit versus explicit comparatives. In P. Égré, & N. Klinedinst (Eds.), Vagueness and language use (pp. 51-72). (Palgrave studies in pragmatics, language and cognition). Palgrave Macmillan. https://doi.org/10.1057/9780230299313_3

Секція 2.

ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ, АВТОСЕРВІС, РЕМОНТ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ. МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО. МОДЕЛЮВАННЯ. ВІБРОСТІЙКІСТЬ

УДК:629.083

О.В. Диха, доктор технічних наук, професор,
В.П. Свідерський, кандидат технічних наук, доцент,
О.П. Бабак, кандидат технічних наук, доцент,
О.М. Маковкін, кандидат технічних наук, доцент,
В.С. Яремчук, старший викладач,
А.А. Вичавка, асистент.

Хмельницький національний університет

ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС РАДІАТОРА АВТОМОБІЛЯ

Постановка проблеми

Радіатор автомобіля призначений для охолодження антифризу, нагрітого в сорочках охолодження двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) і повинен забезпечувати його економічний тепловий режим, не допускаючи перегріву [1,2].

Таким чином, задача підвищення техніко-експлуатаційних характеристик автомобіля за рахунок технічного сервісу радіатора є актуальною.

Формування мети дослідження

Мета роботи: виконати технічний сервіс радіатора автомобіля і оцінити ефективність охолодження двигуна внутрішнього згоряння.

Виклад основного матеріалу

Визначення параметрів системи охолодження ДВЗ виконувалось з достатньо високою точністю з допомогою стенда [3].

Для моделювання режиму руху завантаженого автомобіля на дорожньому підйомі, що обмежується транспортним потоком, перед радіатором вмикався додатковий високопродуктивний підлоговий тришвидкісний вентилятор TURBO 451 N PLUS потужністю 120 Вт з максимальною швидкістю на виході 4,5 м/с і за різних швидкостей набігаючого потоку повітря з допомогою чотириканального термометра NKTECH MPR-9815 вимірювались температури в чотирьох точках на вході і на виході охолоджувальної рідини та потоку повітря з внутрішньої і зовнішньої поверхонь радіатора, а також тиск і витрата охолоджувальної рідини на вході в радіатор.

Такі дослідження блоку «радіатор-вентилятор» системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння дають можливість використати отримані експериментальні результати для теплового конструктивного розрахунку радіатора з метою оцінки його ефективності на різних режимах роботи ДВЗ.

На основі проведених досліджень визначали коефіцієнт теплопередачі теплообмінника після тривалої роботи, і порівнювали його з коефіцієнтом теплопередачі для чистого теплообмінника, який знаходиться за експериментальними або паспортними даними.

Далі на основі виконаного технічного сервісу радіатора автомобіля здійснювали такі висновки:

а) якщо співвідношення коефіцієнтів теплопередачі досліджуваного теплообмінника і чистого більше 70 % приймалась рекомендація про продовження подальшої експлуатації теплообмінника;

б) за співвідношення коефіцієнтів теплопередачі досліджуваного теплообмінника і чистого від 65 % до 70 % приймалась рекомендація про необхідність зупинки теплообмінника для очищення від відкладень з його поверхні теплообміну при найближчому попереджувальному або капітальному ремонті системи охолодження;

в) якщо ж співвідношення коефіцієнтів теплопередачі досліджуваного теплообмінника і чистого менше 65 % приймалось рішення щодо негайної зупинки двигуна внутрішнього згоряння для проведення заходів по забезпеченню очищення поверхонь пластин радіатора від відкладень.

Очищення радіатора виконували як зовні так і всередині [4].

Для промивання системи охолодження очікували повного охолодження двигуна і зниження тиску в системі охолодження, далі антифриз зливали в окрему ємність з допомогою крана в нижній частині радіатора. Стан зливої рідини був показником забрудненості системи: якщо антифриз чистий, то і всередині немає нальоту та іржі. Якщо ж в антифризі є бруд або осад – систему охолодження промивали. Для промивання радіатора заливали дистильовану воду. Для більшого ефекту в воду додавали кілька грамів некислотного засобу від накипу, спеціалізованого або побутового. Агресивні засоби від накипу можуть пошкодити пластикові частини системи, спровокувати появу корозії на металевих елементах. Здійснювали запуск двигуна внутрішнього згоряння на 15–20 хвилин. Після цього зливали воду з миючим засобом, заливали чисту воду і знову вмикали ДВЗ. Повторювали промивання до тих пір, поки вода, що зливається з радіатора, не ставала абсолютно прозорою, відкривали кришку радіатора і заливали свіжий антифриз. Вмикали двигун, щоб усунути повітряні пробки, при цьому рівень антифризу трохи знижувався. Доливали антифриз до потрібного рівня і закривали кришку.

Щоб помити радіатор зовні, його демонтували. Зазвичай очищення проводили струменем води, м'якою щіткою і неагресивним миючим засобом. Видаливши «шубу», що наросла на радіаторі, можна в рази поліпшити його тепловіддачу, а значить, і ефективність системи охолодження в цілому. Після цього ще раз виконували технічний сервіс радіатора на стенді [3].

Висновки

Технічний сервіс радіатора автомобіля, виконаний на розробленому стенді, дає можливість оцінити ефективність охолодження двигуна внутрішнього згоряння.

Список використаної літератури

1. Куликов Ю. А. Системы охлаждения, вентиляции и отопления автомобилей: [Монография] / Куликов Ю. А., Грибиниченко М. В., Гончаров А. В. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2006. – 248 с.
2. Дослідження параметрів системи охолодження двигунів внутрішнього згоряння / О. Марціяш, І. Гевко, І. Кучвара, [та ін.] // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 4. – С. 77-83.
3. Пат. № 143579 Україна, МПК МПК F02C 7/12 (2006.01). Стенд для дослідження системи охолодження двигуна внутрішнього згоряння / О. В. Диха, В. П. Свідерський, О. П. Бабак, О. М. Маковкін, В. С. Яремчук; заявник і патентовласник Хмельницький нац. Університет. – № u201911097; заявл. 12.11.2019 р. опубл. 10.08.2020, бюл. № 15. – 6 с.
4. Технічна експлуатація та надійність автомобілів : [навчальний посібник] / Є. Ю. Форнальчик, М. С. Оліскевич, О. Л. Мاستикаш, Р. А. Пельо. – Львів: Афіша, 2004. – 492 с.

УДК 593.3

В.Т. Дмитрів¹, доктор технічних наук, професор**С.Т. Берегуляк¹**, аспірант¹Національний університет «Львівська політехніка»

АНАЛІТИЧНИЙ РОЗВ'ЯЗОК МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КОЛИВАННЯ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

Постановка проблеми

Коливання автомобіля зумовлені багатьма чинниками, однак робота підвіски автомобіля уможливорює зменшення амплітуди коливання, а за наявності математичної моделі її роботи можна розрахувати оптимальні конструкційні параметри та динамічні характеристики системи підвіски. Це уможливить уникнути коливань, зменшити їх амплітуду за резонансних явищ.

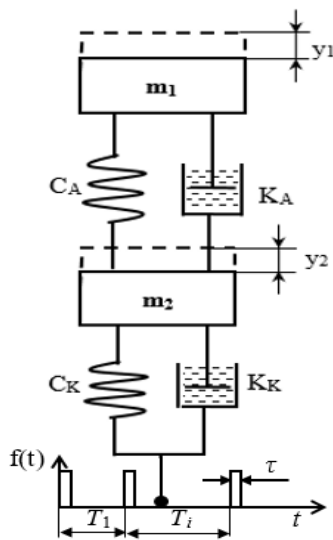
Формування мети дослідження

Розроблення методу аналітичного розв'язування системи диференціальних рівнянь, які описують коливання в системі підвісок автомобілів.

Виклад основного матеріалу

Аналіз останніх досліджень і публікацій з наведеної проблеми свідчить про наявність значної кількості робіт з питання динаміки твердого тіла як в нас в Україні, так і в Європейському й Світовому наукових просторах. Як правило, розв'язок таких процесів зводить до обчислення систем диференціальних рівнянь методом перетворення Лапласа або чисельними методами.

Розглянемо підвіску автомобіля, схема якої наведена на рис.1. Для складання системи



рівнянь, які описують коливання підвіски, використано наступні позначення: m_1 , m_2 – підресорена і непідресорена маси; C_A , C_K – коефіцієнт пружності пружного елемента і шини колеса; K_A , K_K – комплексний коефіцієнт опору демпферного елемента амортизатора і шини колеса; y_1 , y_2 – переміщення мас підресореної і непідресореної за наїзду на перешкоду висотою $f(t)$; τ – тривалість дії перешкоди на підвіску автомобіля; T_1 , T_i – період надходження перешкод; t – час.

Враховуємо, що величина $f(t)$, яка характеризує висоту нерівності перешкоди і є величиною одиничного неперіодичного імпульсу. Тоді коливання підвіски запишемо системою диференціальних рівнянь, ввівши наступні позначення: $K_A^2 = K_A/m_1$, $K_{AK}^2 = K_A/m_2$, $K_K^2 = K_K/m_2$ – квадрат частоти вільних коливань, c^{-2} ;

$n_A = C_A/m_1$, $n_{AK} = C_A/m_2$, $n_K = C_K/m_2$ – коефіцієнт затухання коливань, c^{-1} . Тоді систему рівнянь коливання підвіски буде мати вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d^2 y_1}{dt^2} + n_A \cdot \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) + K_A^2 \cdot (y_1 - y_2) = 0 \\ \frac{d^2 y_2}{dt^2} - n_{AK} \cdot \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) - K_{AK}^2 \cdot (y_1 - y_2) + n_K \cdot \frac{dy_2}{dt} + K_K^2 \cdot y_2 = K_K^2 \cdot f(t) \end{cases} \quad (1)$$

Нехай характер появи перешкод відповідає залежності (рис.1), яка аналітично описується рівнянням (2) [1]:

$$f(t) = \begin{cases} 1, & n \cdot T < t < n \cdot T + \tau \\ 0, & n \cdot T + \tau < t < (n+1) \cdot T \end{cases}, \quad (2)$$

де $n = [\tau/T]$ – ціла частина числа τ/T .

Аналітичний розв'язок однорідної системи рівнянь (1) проводимо у вигляді $y_1 = A \cdot e^{\lambda t}$, $y_2 = B \cdot e^{\lambda t}$. Підставимо у перше рівняння системи (1), одержимо:

$$e^{\lambda \cdot t} \cdot (A \cdot (\lambda^2 + n_A \cdot \lambda + K_A^2) - B \cdot (n_\Phi \cdot \lambda + K_A^2)) = 0. \quad (3)$$

Враховуючи з рівняння (3), що $B = A \cdot (\lambda^2 + n_A \cdot \lambda + K_A^2) / (n_A \cdot \lambda + K_A^2)$, підставимо у друге рівняння системи (1), провівши перетворення, отримаємо:

$$e^{\lambda \cdot t} A (\lambda^4 + \lambda^3 (n_K + n_{AK} + n_A) + \lambda^2 (n_A n_A + K_K^2 + K_{AK}^2) + \lambda (n_K K_A^2 + n_A K_K^2) + K_K^2 K_A^2) = 0. \quad (4)$$

Характеристичне рівняння (3) є біквадратним рівнянням, розв'язуючи методом Феррарі, як для коренів з комплексними числами так і для коренів з дійсними числами, отримаємо значення $\lambda_1 \dots \lambda_6$. Аналізуючи отримані значення коренів біквадратного рівняння (4), можна стверджувати що загальний розв'язок однорідної системи диференціальних рівнянь (1) буде стійким для значень шести коренів характеристичного рівняння:

$$y_{10} = A_0 + A_1 \cdot e^{\lambda_1 \cdot t} + A_2 e^{\lambda_2 \cdot t} + \dots + A_6 e^{\lambda_6 \cdot t},$$

$$y_{20} = y_{10} + A_1 \frac{\lambda_1^2}{n_A \cdot \lambda_1 + K_A^2} e^{\lambda_1 \cdot t} + A_2 \frac{\lambda_2^2}{n_A \lambda_2 + K_A^2} e^{\lambda_2 \cdot t} + \dots + A_6 \frac{\lambda_6^2}{n_A \lambda_6 + K_A^2} e^{\lambda_6 \cdot t}. \quad (5)$$

Знайдемо частковий розв'язок, що задовольняє початкові умови: $t = 0$, $y_{10}(0) = 0$, $\dot{y}_{10}(0) = 0$, $\ddot{y}_{10}(0) = 0$, $y_{20}(0) = 0$, $\dot{y}_{20}(0) = 1$, $\ddot{y}_{20}(0) = 0$. На основі виразів (5) формуємо систему алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} A_0 + A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 = 0 \\ \lambda_1 A_1 + \lambda_2 A_2 + \lambda_3 A_3 + \lambda_4 A_4 + \lambda_5 A_5 + \lambda_6 A_6 = 0 \\ \lambda_1^2 A_1 + \lambda_2^2 A_2 + \lambda_3^2 A_3 + \lambda_4^2 A_4 + \lambda_5^2 A_5 + \lambda_6^2 A_6 = 0 \\ \frac{A_1 \lambda_1^2}{n_A \lambda_1 + K_A^2} + \frac{A_2 \lambda_2^2}{n_A \lambda_2 + K_A^2} + \dots + \frac{A_6 \lambda_6^2}{n_A \lambda_6 + K_A^2} = 0 \\ \frac{A_1 \lambda_1^3}{n_A \lambda_1 + K_A^2} + \frac{A_2 \lambda_2^3}{n_A \lambda_2 + K_A^2} + \dots + \frac{A_6 \lambda_6^3}{n_A \lambda_6 + K_A^2} = 1 \\ \frac{A_1 \lambda_1^4}{n_A \lambda_1 + K_A^2} + \frac{A_2 \lambda_2^4}{n_A \lambda_2 + K_A^2} + \dots + \frac{A_6 \lambda_6^4}{n_A \lambda_6 + K_A^2} = 0 \end{cases}. \quad (6)$$

Коефіцієнти рівнянь (5) визначаємо з системи рівнянь (6). Формуємо матриці для визначення визначників Δ , Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 , Δ_4 , Δ_5 , Δ_6 . Коефіцієнти рівнянь (5) будуть становити:

$$A_0 = -\frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_6}{\Delta}, A_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}, A_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta}, A_3 = \frac{\Delta_3}{\Delta}, \dots, A_6 = \frac{\Delta_6}{\Delta}. \quad (7)$$

Тоді розв'язок системи рівнянь (1) такий:

$$y_1(t) = C_0 + C_1 e^{\lambda_1 \cdot t} + C_2 e^{\lambda_2 \cdot t} + \dots + C_6 e^{\lambda_6 \cdot t} + K_K^2 f(t) \int_0^t y_{10}(t-z) f(z) dz,$$

$$y_2(t) = C_0 + C_1 \left(1 + \frac{\lambda_1^2}{n_A \lambda_1 + K_A^2}\right) e^{\lambda_1 \cdot t} + \dots + C_6 \left(1 + \frac{\lambda_6^2}{n_A \lambda_6 + K_A^2}\right) e^{\lambda_6 \cdot t} +$$

$$+ K_K^2 f(t) \int_0^t y_{20}(t-z) f(z) dz. \quad (8)$$

Постійні розв'язків (7) $C_0, C_1, C_2, \dots, C_6$ визначаємо з початкових умов. Якщо за $t = 0$, $y_1(0) = \dot{y}_1(0) = y_2(0) = \dot{y}_2(0) = 0$, постійні $C_0, C_1, C_2, \dots, C_6$ також рівні нулю.

Результати інтегрування рівнянь (8) будуть їх розв'язком:

$$\begin{aligned}
y_1(z) &= K_k^2(f(t) - A_k) \int_0^t y_{10}(t-z)f(z)dz = \\
&= K_k^2 f(t) \left(A_0 z - \frac{A_1}{\lambda_1} e^{\lambda_1 \cdot (t-z)} - \dots - \frac{A_6}{\lambda_6} e^{\lambda_6 \cdot (t-z)} \right), \\
y_2(z) &= y_1(z) - K_k^2 f(t) \left(A_1 \frac{\lambda_1}{n_A \lambda_1 + K_A^2} e^{\lambda_1 \cdot (t-z)} + \dots + A_6 \frac{\lambda_6}{n_A \lambda_6 + K_A^2} e^{\lambda_6 \cdot (t-z)} \right).
\end{aligned} \quad (9)$$

Для характеру коливання прикладеної сили, що відповідає дискретній функції (2), розв'язок (9) запишемо з урахуванням обмежень системи аналітичного виразу дискретної функції (2) для функції $f(t)$. Також у рівняннях (8) $z \in$ інтервалом часу від 0 до заданого часу, а t в рівняннях (9) характеризує тривалість присутності зовнішнього збурення у вигляді перешкоди, що діє на підвіску і зумовлює її коливання. В даному випадку $t = \tau$. Тоді рівняння переміщень мас запишемо у вигляді системи (10) і (11), де z замінимо на t :

$$y_1(t) = \begin{cases} y_1(z) - y_1(n \cdot T) + \sum_0^n (y_1(n \cdot T + \tau) - y_1(n \cdot T)), n \cdot T \leq t \leq n \cdot T + \tau \\ \sum_0^n (y_1(n \cdot T + \tau) - y_1(n \cdot T)), n \cdot T + \tau \leq t \leq (n+1) \cdot T \end{cases}, \quad (10)$$

$$y_2(t) = \begin{cases} y_2(z) - y_2(n \cdot T) + \sum_0^n (y_2(n \cdot T + \tau) - y_2(n \cdot T)), n \cdot T \leq t \leq n \cdot T + \tau \\ \sum_0^n (y_2(n \cdot T + \tau) - y_2(n \cdot T)), n \cdot T + \tau \leq t \leq (n+1) \cdot T \end{cases}. \quad (11)$$

Висновки

Наведено аналітичний розв'язок системи диференціальних рівнянь, які описують взаємне коливання мас, що з'єднані між собою паралельно пружним і в'язким елементами. Така система є підвидом класичного тіла Кельвіна-Фойгта. Аналітична модель дозволяє моделювати технічні системи, які працюють за таким принципом. Наприклад підвіски автомобілів і інших транспортних засобів різного призначення. Математична модель аналітично вирішена дозволяє оптимізувати конструкції підвісок. В порівнянні з іншими математичними моделями, аналітичний розв'язок системи диференціальних рівнянь, що описують переміщення мас системи, дозволять досліджувати систему з конструкційними параметрами у широкому числовому діапазоні їх числових значень.

На відміну від попередніх досліджень, де прикладені збурення описували у вигляді гармонійних коливань, нами запропонований розв'язок для збурень у вигляді дискретних одиничних імпульсів різної тривалості і різної частоти слідування, від одного імпульсу до n імпульсів.

Подальші дослідження цієї проблеми повинні бути зосереджені над більш широкою конфігурацією поєднання різних тіл та різної їх кількості, що дозволить оптимізувати конструкції технічних систем, де використовуються коливання, вібрації, демпфування, повзучість, та можливість керування цими процесами.

Список використаної літератури

1. Dmytriv V.T., Dmytriv I.V., Lavryk Y.M., Krasnytsia B., Bubela T.Z., Yatsuk V.O. Study of the pressure regulator work with a spring-damper system applied to milking machine. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2017. № 52(2). С. 61-67.

УДК 669.131.4

Ю.О. Бєлоконь¹, доктор технічних наук, доцент

В.А. Савельєва¹, студент

О.Г. Кушніренко¹, студент

¹Запорізький національний університет

ВИКОРИСТАННЯ ДВОФАЗНИХ СТАЛЕЙ В АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ

Двофазні сталі [Dual Phase (DP) steels] складаються з феритної матриці та мартенситу (5...30%) [1]. Межа плинності цих сталей становить 350...600 МПа. У необробленому стані ці сталі досить пластичні. У процесі штампування у феритній матриці виникають напруження, які призводять до високого ступеня деформаційного зміцнення. Вміст вуглецю у двофазних сталях становить понад 0,1%. Ці сталі для поліпшення характеристик міцності легують елементами, що розчиняються в твердому розчині; утворюють сполуки з вуглецем, азотом, сіркою з наступним зміцненням фазовими виділеннями. Двофазні сталі мають високу здатність до поглинання енергії. З них виготовляють деталі, корозії, що піддаються, при цьому матеріал піддають гарячому оцинкуванню. Це вимагає більш високих ступенів легування для досягнення необхідної прожарюваності при утворенні двофазної сталі. Використовують вуглець, ванадій, марганець, хром та молібден. Мікроструктурні зміни при відпустці мартенситу – двофазних сталей аналогічні таким у звичайних низьколегованих сталях, що піддаються гартуванню та відпустці [1]. Зерно фериту у двофазних сталях відрізняється дуже малими розмірами (діаметр близько 10 мкм). Типова відстань між ділянками мартенситу становить 10 мкм та менше [2]. Стверджується, що поверхня розділу мартенсит-ферит дуже когерентної. Це підвищує ефективність передачі навантаження від фериту до мартенситу. Пружні постійні мартенсити рівні пружним постійним феритам, і вважається, що в пружній області обох фаз немає концентрації локальних напруг.

Таким чином, нові високоміцні сталі є багатофазними, що містять ферит, мартенсит, бейніт або залишковий аустеніт, що веде до отримання необхідних властивостей міцності і пластичних. Багатофазні сталі характеризуються низьким ставленням межі плинності до межі міцності [2]. Якщо побудувати діаграму залежності відносного звуження межі плинності з позначенням відповідних марок сталей, то визначається чітка залежність — зі збільшенням нижньої межі плинності відносно подовження падає [2]. Найбільш високе відносне подовження має сталь IF (45...50% при 150...200 МПа), далі Conventional HSS-звичайні високоміцні сталі; Mild-м'яка сталь; IS-ізотропні сталі; BH-сталі; CMn-вуглецево-марганцеві сталі; TRIP-сталі з пластичністю, обумовленою фазовими перетвореннями; AHSS-нові високоміцні сталі; DP-двофазні сталі. Замикають ланцюжок сталей з невеликим відносним подовженням (2...20% при 600...1500 МПа) стали HSLA-високотриві низьколеговані та MART-мартенситні сталі.

Список використаної літератури

1. B. Sereda, S. Sheyko, Y. Belokon, D. Sereda, The influence of modification on structure and properties of rapid steel, AIST Steel Properties and Applications Conference Proceedings - Combined with MS and T'11, 2011, P. 457-460.
2. B. Sereda, Y. Belokon, S. Sheyko, D. Sereda, The research of influence alloying elements on processes structure formation in stamp steel, AIST Steel Properties and Applications Conference Proceedings - Combined with MS and T'12, 2012, P. 453-456.

UDC 621.7

B.P. Sereda, Doctor of Technical Sciences, Professor,

I.O. Marychev, applicant of the second (master's) level of higher education

S.M. Kostrenko, applicant of the second (master's) level of higher education

Dnipro State Technical University

STRENGTHENING OF TRUCK REAR AXLE PARTS BY COATINGS OBTAINED UNDER NON-STATIONARY TEMPERATURE CONDITIONS

Chemical heat treatment achieves a much greater difference in the properties of the core and surface layers than other types of surface heat treatment. This is due to the fact that mechanical and thermal methods of surface hardening change only the structure of the surface layers, while chemical heat treatment also changes their chemical composition, which significantly expands the range of variation of physical and mechanical properties [1,2].

The design and technological features of the rear axle parts of MAZ-5440, and maintenance during operation are considered. The repair (replacement) and maintenance of MAZ-5440 rear axle parts are considered.

The amount of wear of parts with a protective coating was 100-120 - 10⁻⁴ g/m², and without a coating was 2.1-2.3 times higher. Studies show that the chrome layer with a depth of 70-90 microns has a surface microhardness of 13500-12500 MPa. After chromium plating, the layer has a characteristic structure, with Cr₂₃C₆ and Cr₇C₃ chromium carbides and FeCr compound formed on the surface. Using the method of mathematical planning of the experiment, the optimal powdered CBC charge of the following composition was obtained: 23 HC + 12 Cr + 5 GTA + 60 Al₂O₃.

The introduction of an innovative solution allows obtaining an economic effect in the form of reducing the cost of repairs and increasing the service life of the camshaft of the YAMZ-238 engine, and increasing the period between overhauls [3].

List of references

1. Surface hardening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych et al: DSTU, 2019. -246 с.
2. Surface hardening of materials working under conditions of complex influence of aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak and others: DSTU, 2019. -173 с.
3. Korobochka O.M. Fundamentals of calculations, design and operation of technical equipment for road transport: DSTU. - 2007 - 252 p.

УДК 629.373.3: 629.3.017.2

С.М. Черненко¹, кандидат технічних наук, доцент, sercher174@gmail.com

О.А. Мурашко¹, аспірант, murashkostudy@gmail.com

¹Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

ЗАСТОСУВАННЯ ТРИВИМІРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СТАБІЛІЗАЦІЇ КЕРОВАНИХ КОЛІС

Постановка проблеми

Здатність керованих коліс зберігати положення, що відповідає прямолінійному руху, і повертатися в нього з будь-якого іншого положення називається стабілізацією керованих

коліс. Головним чином вона забезпечується дією вагового стабілізуючого моменту, який викликаний вагою автомобіля, що припадає на керовані колеса, та комбінованим нахилом шворня. Величину та напрямок дії вагового стабілізуючого моменту необхідно знати для визначення загального моменту опору повороту керованих коліс, що, в свою чергу, необхідно для поліпшення експлуатаційних властивостей автомобіля.

В роботах [1-4] розглянуто методику визначення вагового стабілізуючого моменту як від поперечного, так і від комбінованого нахилу шворня, отримано аналітичні залежності, які повною мірою підтверджуються експериментальними даними. Разом з цим, для експериментальних досліджень необхідно мати спеціальний стенд або автомобіль, який обладнаний вимірювальною апаратурою. Тому для економії матеріальних витрат та часу для дослідження робочих процесів колісного керуючого модуля доцільно застосовувати метод тривимірного комп'ютерного моделювання.

Формування мети дослідження

Метою роботи є дослідження методики розрахунку вагового стабілізуючого моменту за допомогою тривимірних технологій, зокрема засобами PTC Creo Parametric, та порівняння отриманих результатів з розрахунковими та експериментальними даними.

Виклад основного матеріалу

У роботі розроблено алгоритм та проведено дослідження вагового стабілізуючого моменту засобами PTC Creo Parametric.

Для визначення та аналізу вагового стабілізуючого моменту була створена тривимірна комп'ютерна модель колісного керуючого модуля на прикладі великовантажного автомобіля КрАЗ-6322. На рис.1 - рис.2 представлені твердотільна модель поворотного механізму та готова тривимірна модель керованого моста автомобіля КрАЗ-6322.

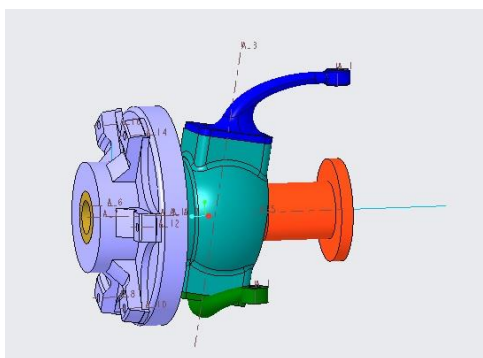


Рис. 1 Твердотільна модель поворотного механізму

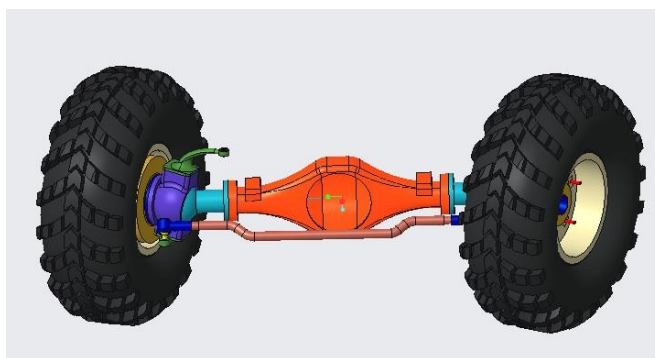


Рис. 2 Тривимірна модель моста КрАЗ – 6322

За допомогою додатку «Механізм» у програмі було проведено вимірювання поточного кута розвалу та вагового стабілізуючого моменту на моделі у повному діапазоні кутів повороту. Вимірювання проводилися за допомогою каркасної збірки механізму повороту, до якої прикладалося зусилля, ідентичне рівнодіючій нормальній реакції опорної поверхні.

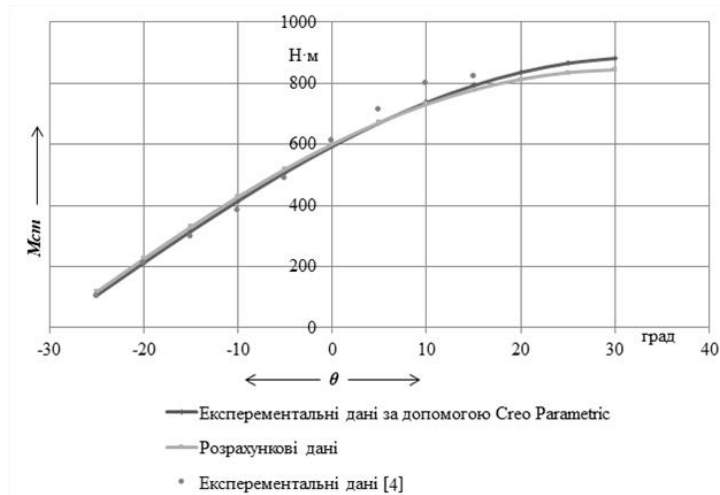


Рис. 3 Залежність вагового стабілізуючого моменту від кута повороту колеса

На рис. 3 наведено результати досліджень за допомогою PTC Creo Parametric, розрахункові залежності, та експериментальні дані [4] значення вагового стабілізуючого моменту при комбінованому нахилі шворня залежно від кута повороту колеса. З аналізу рис.3 видно, що результати експериментальних досліджень за допомогою PTC Creo Parametric та розрахункові дані практично збігаються. Середня різниця між значеннями вагового стабілізуючого моменту при кутах повороту колеса ліворуч та праворуч дорівнює 3,5%.

Таке співпадіння експериментальних та розрахункових даних підтверджує достовірність побудованої моделі та алгоритму розрахунку у додатку «Механізм» програми Creo Parametric для визначення вагового стабілізуючого моменту.

Висновки

Створено каркасні та тривимірні моделі деталей поворотного механізму автомобіля КрАЗ-6322 та керованого мосту в цілому за допомогою програмного забезпечення PTC Creo Parametric. Розроблено методи аналізу поточного кута розвалу та вагового стабілізуючого моменту при повороті колеса. Описано алгоритм розрахунку вагового стабілізуючого моменту автомобіля КрАЗ-6322 та отримано дані комп'ютерного моделювання, які свідчать про достовірність створеної тривимірної моделі.

Список використаної літератури

1. А.П. Солтус, С.М. Черненко. Определение весового стабилизирующего момента от комбинированного наклона шворня. *Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов ХНАДУ*. Харьков: ХНАДУ, 2003. Вып. 12. С.23-26.
2. А.П. Солтус, С.М. Черненко. О функциональной взаимосвязи углов поворота цапфы и управляемого колеса автомобиля. *Вісник Кременчуцького державного політ. у-ту: Наукові праці КДПУ*, 2002. Вип. 6/2002 (17). С. 63-65.
3. Солтус А.П., Редчиц В.В. Экспериментальное определение весовых стабилизирующих моментов. *Экспресс-информ. Конструкции автомобилей*, 1976. № 4. С. 5-8.
4. Черненко С. М. Підвищення стійкості колісного керуючого модуля проти коливань, викликані гідравлічним підсилювачем кермового керування автомобіля.: дисс. канд. техн. наук. Київ, 2005. 144 с.

UDC 621.7

B.P. Sereda, Doctor of Technical Sciences, Professor,

O.O. Peredisty, applicant of the second (master's) level of higher education

D.B. Sereda, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

I.V. Bilozir, postgraduate student of the Department of AAG

STRENGTHENING OF TRUCK ENGINE PARTS IN THE CONDITIONS OF SHS

Chemical-thermal treatment significantly changes the physical and chemical properties of surface layers, and is one of the most effective and widely used in industry methods of increasing the reliability and durability of machine parts and tools [1]. This method makes it possible to obtain multicomponent layers with different properties and, depending on the field and conditions of use, to combine the required properties of diffusion layers. To calculate the uniform composition of the system's products, the ASTRA software package was used. The calculations are based on the ISMAN database of thermodynamic properties of individual substances, which contains information on entropy, enthalpy, specific heat, Gibbs free energy, and the heat of formation of more than 1500 substances. At stage 1, the steel part is heated as a result of the temperature rise and the decomposition of the gas transport agents NH_4Cl , NH_4F , and I_2 begins. [2,3]. At the 2nd stage, thermal spontaneous combustion of the UHS charge occurs, resulting in further heating of the parts and the formation of a gas environment consisting of halides: CrCl , CrCl_2 , AlCl , AlCl_2 , CrF , CrF_2 , CrF_4 , AlI , AlI_2 , AlI_3 , BF_3 , TiCl_2 , TiCl_3 , SiCl , SiCl_2 , SiCl_3 , TiF_3 . At stage 3, heat is removed by the parts, and the temperature is reduced to the design temperature of the process. The α -phase, alloyed with Cr, Al, B, Si, Ti, begins to form, and the phases $(\text{FeCr})_{23}\text{C}_6$, $(\text{FeCr})_7\text{C}_3$, Fe_3Al are also formed. At stage 4, active atoms of chromium, aluminum, silicon boron, and titanium diffuse into the steel, forming a solid solution of these elements in iron. Alloyed chromium-alloyed phases are also formed. At this stage, a constant diffusion flux is formed when active atoms of aluminum, chromium, boron, silicon, and titanium are formed. The phases $(\text{FeCrAl})_2\text{B}$, Fe_3Al , $(\text{FeCr})_{23}\text{C}_6$, Fe_2Al_5 , $(\text{FeCr})_7\text{C}_3$, $(\text{FeCrAl})\text{Ti}_2$ are formed... This stage is the longest and reaches 60 minutes, at which the main coating is formed. At stage 5, the charge is cooled. By reducing the temperature, the rate of formation of the alloy coating decreases. Finally, a coating is formed with the following phases: $(\text{FeCrAl})_2\text{B}$, Fe_3Al , $(\text{FeCr})_{23}\text{C}_6$, Fe_2Al_5 , $(\text{FeCr})_7\text{C}_3$, $(\text{FeCrAl})\text{Ti}_2$, $(\text{Fe,Cr})_3\text{Si}$, $(\text{Fe,Cr,Al})_2\text{B}$. The preparation and synthesis consisted of the following operations: the charge was loaded, then the parts, the distance between the layer of parts was 5 cm. The thoroughly mixed reaction mixture was poured into the reactor on a porous grid. To prevent mixing of powders, a steel plate is installed when using silicon carbide. The protective atmosphere in the thermal spontaneous combustion mode was created by supplying argon to the upper part of the reactor. Based on the study of the SWS process, a scheme of an effective technology for increasing the wear resistance of truck engine parts was developed.

List of references

1. Surface hardening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych et al: DSTU, 2019. -246 c.
2. Surface hardening of materials working under conditions of complex influence of aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak and others: DSTU, 2019. -173 c.
3. Increasing the operational stability and efficiency of industrial transport in the languages of a metallurgical enterprise: monograph / B.P. Sereda, S.M. Turpak, I.V. Kruglyak, O.O. Ostrogljad, D.Y. Mukovska, D.B. Sereda, D.O. Kruglyak - Kamianske: DSTU, 2021. -272 c.

УДК 629.373.3: 629.3.017.3

С.М. Черненко¹, кандидат технічних наук, доцент, sercher174@gmail.com

О.А. Мурашко¹, аспірант, murashkostudy@gmail.com

¹Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

ЗАСТОСУВАННЯ ТРИВИМІРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ МОДЕЛІ КЕРМОВОЇ ТРАПЕЦІЇ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

Постановка проблеми

Комплекс, який об'єднує механізми і пристрої кермового керування і керовані мости з колесами, є механізмом, що перетворює керуючий сигнал в керуючий фактор, і його прийнято називати колісним керуючим модулем. Він забезпечує зміну траєкторії руху транспортного засобу і впливає безпосередньо на безпеку руху [1].

Для синхронізації повороту правого і лівого колеса однієї осі вони пов'язані шарнірним механізмом - кермовою трапецією, яка забезпечує поворот правого і лівого коліс на різні кути, що дозволяє їм котитися на повороті з різними радіусами без проковзування [2].

Зусилля на кермовому колесі збільшується зі збільшенням передавального числа кермової трапеції, тому важливо найбільш точно визначити його на етапі проєктування.

Формування мети дослідження

Для визначення оптимальної моделі кермової трапеції при розрахунку силових параметрів колісного керуючого модуля, необхідно порівняти отримані для плоскої та просторової моделей значення передавального числа між собою та з результатами, що отримані шляхом тривимірного моделювання у програмі PTC Creo Parametric.

Виклад основного матеріалу

Для розрахунку взято автомобіль КраЗ-7634 НЕ з двома керованими мостами. Згідно з методикою, що наведена в роботах [2], [3], проведено розрахунок кінематичних параметрів плоскої та об'ємної трапеції в програмі Microsoft Excel. Результати представлені у вигляді графіків різниці між теоретичним та реальним кутами повороту правого колеса 1 та 2 мосту плоскої та об'ємної трапецій. (рис. 1 та 2).

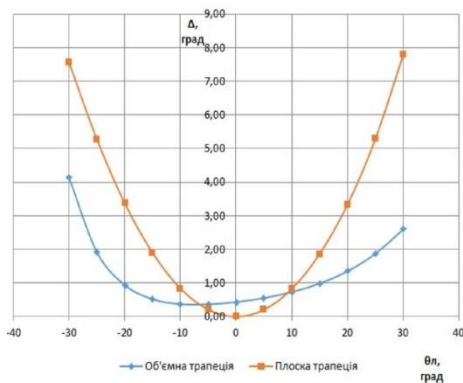


Рис 1 Різниця між теоретичним та реальним кутами повороту правого колеса 1 мосту плоскої та об'ємної трапецій

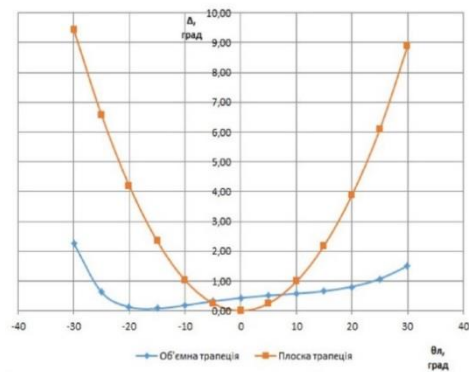


Рис 2 Різниця між теоретичним та реальним кутами повороту правого колеса 2 мосту плоскої та об'ємної трапецій

Для порівняння результатів, отриманих графічним і аналітичним способом, полегшення розрахунку кермової трапеції автомобіля було розроблено 3D модель кермового керування в програмі Creo Parametric, яка має дійсні координати вузлів і точок приводу. Після створення 3D моделі був проведений наглядний поворот керованих коліс ліворуч і

праворуч для визначення передавального числа. Схеми дослідження кінематики кермового керування у програмі PTC Creo Parametric зображено на (рис. 3).

На основі проведених досліджень побудовано графік залежності передавального числа трапеції, що зображений на (рис. 4), як при аналітичному так і при графічному методах дослідження за допомогою Creo Parametric.

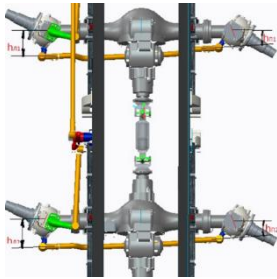


Рис 3 Дослідження кінематики кермового керування у програмі Creo Parametric

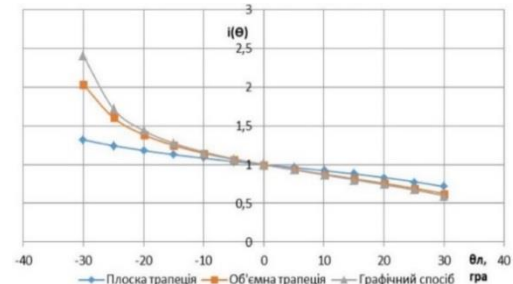


Рис 4 Залежність $i(\theta)=f(\theta_{л})$

При визначенні кутів повороту керованих коліс аналітичний метод розрахунку об'ємної трапеції є наближеним до графічного у всьому діапазоні повороту керованих коліс. аналітичним і графічним методами визначення передавального числа складає для об'ємної трапеції - 18,2%, а для плоскої – 83,3% при повороті праворуч на максимальний кут 30° .

Висновки

У результаті проведених досліджень отримано різницю між теоретичним і реальним кутами повороту 1 та 2 мосту при різних кутах повороту. Ця різниця для правого колеса 1 мосту плоскої трапеції є симетричною і складає майже 8° і є тим більшою, чим більшим є кут повороту колеса. Найбільша різниця для правого колеса 1 мосту об'ємної трапеції при повороті праворуч складає $4,14^{\circ}$, а при повороті ліворуч – $2,6^{\circ}$. Різниця для правого колеса 2 мосту плоскої трапеції складає близько 9° як при повороті ліворуч, так і праворуч і є тим більшою, чим більшим є кут повороту колеса. Найбільша різниця для правого колеса 2 мосту об'ємної трапеції при повороті праворуч складає $2,27^{\circ}$, а при повороті ліворуч – $1,51^{\circ}$.

Розраховані значення передавального числа кермової трапеції при різних кутах нахилу шворня за двома моделями – плоскою і об'ємною. Встановлено, що для автомобіля КрАЗ-7634 НЕ при куті повороту праворуч 30° найбільше значення відносної похибки при розрахунку передавального числа плоскої та об'ємної трапеції складає – 55%, що є неприпустимим при розрахунку даного параметра. Отже під час розрахунків силових параметрів колісного керуючого модуля доцільно використовувати передавальне число кермової трапеції, яке враховує просторову модель з нахилами шворня.

Список використаної літератури

1. Черненко С. М. Підвищення стійкості колісного керуючого модуля проти коливань, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування автомобіля : дис. кандидата техн. наук : 05.22.02. Київ, 2005. 147 с.
2. Черненко, С. М., Клімов, Е. С., Черниш, А. А., Пузир, Р. Г. Оптимізація параметрів чотириланкової кермової трапеції на основі плоскої моделі. *Вісник машинобудування та транспорту*, 2019(2). С. 141-147.
3. Chernenko, S., Klimov, E., Chernish, A., Pavlenko, O., Kukhar, V. Simulation technique of kinematic processes in the vehicle steering linkage. *International Journal of Engineering & Technology*, 2018. 7(4.3). Pp. 120-124.

UDC 621.7

B.P. Sereda, Doctor of Technical Sciences, Professor,

I.O. Chyzhov, engineer, Zaporizhzhya Foundry and Mechanical Plant LLC

D.Y. Samusik, applicant of the second (master's) level of higher education

Dnipro State Technical University

INCREASING THE WEAR RESISTANCE OF THE CAMSHAFT OF THE YAMZ-238 ENGINE UNDER CONDITIONS OF SELF-PROPAGATING HIGH-TEMPERATURE SYNTHESIS (SHS)

The use of HTS for the formation of protective coatings is based on the application of powdered exothermic mixtures, where there is a highly exothermic interaction of chemical elements in the condensed phase, capable of spontaneous propagation in the form of a combustion wave. The CWS is one of the most high-temperature combustion processes ($t_G = 800-4000^\circ\text{C}$). [1,2] The main faults of the gas distribution mechanism occurring under repeatedly variable loads in the metal, which have a pronounced local character, have been determined. The design and technological features of the parts of the gas distribution mechanism of the KrAZ-6322 truck and its maintenance during operation are considered.

The repair (replacement) of the camshaft of the YAMZ-238 engine is considered. The methods of increasing the wear resistance of the camshaft of the YAMZ-238 engine are considered.

An increase in the wear resistance of parts with a protective coating was obtained. The amount of wear of the coating was $130-150 \cdot 10^{-4} \text{ g/m}^2$, and without coating in 1.5-1.7 times more, and is $240-270 \cdot 10^{-4} \text{ g/m}^2$. At a process temperature of 1050°C for 60 minutes, a boron coating with a thickness of up to 80 microns was obtained, with a surface microhardness of 16.5-17 - 103 MPa.

Using the method of mathematical planning of the experiment, the optimal powdered CBC charge of the following composition was obtained: $20 \text{ HC} + 10\text{B} + 3\text{AlF}_3 + 51 \text{ Al}_2\text{O}_3$.

The introduction of an innovative solution allows obtaining an economic effect in the form of reducing the cost of repairs and increasing the service life of the camshaft of the YAMZ-238 engine, and increasing the period between overhauls [3].

List of references

1. Surface hardening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych et al: DSTU, 2019. -246 c.
2. Surface hardening of materials working under conditions of complex influence of aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, Kruglyak I.V. et al: DSTU, 2019. -173 c.
3. Korobochka O.M. Fundamentals of calculations, design and operation of technical equipment for road transport: DSTU. - 2007 - 252 p.

UDC 621.7

B.P. Sereda Head of the Department of AAG Doctor of Technical Sciences, Professor,

D.M. Kiforuk postgraduate student of the Department of AAG

V.A. Shevtsov, applicant of the second (master's) level of higher education

Dnipro State Technical University

INVESTIGATION OF RESIDUAL STRESSES OF COATINGS OBTAINED ON THE PARTS OF THE CAR GEARBOX

Problem statement

The set of operating conditions of motor vehicles is determined by the durability of gearbox parts. The paper considers the production of protective coatings on gearbox gears obtained by the technology of self-propagating polymer synthesis

Formation of the research objective

To investigate and analyze the effect of residual stresses on the performance properties of the protective layer obtained under conditions of self-propagating high-temperature synthesis (SHS).

Summary of the main material

The gearbox of the GAZ 3309 is one of the most important components of the vehicle, allowing to change the torque transmitted from the engine to the wheels. The presence of a gearbox allows you to change the speed of the vehicle within a relatively narrow range of engine speed. The transmission of torque to the gearbox occurs directly by engaging the gears.

The main causes of gearbox gears failure are wear of the ends of the teeth of the shifted wheels, fatigue staining, scoring and plastic deformation of the lateral involute surfaces, chipping and breakage of the teeth.

In this work, the protective coatings obtained under the conditions of HFO lead to a change in the phase chemical composition of the surface, which in turn causes residual stresses. The residual stresses appear after SHS treatment under conditions of thermal self-ignition of SHS charges. At the fifth stage of the SHS process, during cooling, residual compressive stresses appear as a result of the elastic interaction of the alloy coating and the structural material, which have different sizes and coefficients of thermal expansion. [1] The level of residual stresses increases with an increase in the difference between the temperature conditions of production and the thermal properties of the structural material and the coating. To influence the distribution of residual stresses, protective coatings are alloyed.

The residual stresses are measured on the modernized Pion-2 installation (No. 102111) by the method of layer-by-layer electrolytic etching of the surface coating with simultaneous measurement of the deflection arc. To saturate only one side of the specimen, a coating for local surface protection consisting of liquid glass (60%) and aluminum oxide (40%) is used. The coating is applied with a layer of 1 mm on the surface degreased with gasoline and then dried in air and in a muffle furnace at a temperature of 80 - 100 °C for 30 minutes.

The sample is rectangular in shape, 55x5x1 mm. The alloyed coatings are etched in an electrolyte consisting of one part chromium anhydride, two parts water, two parts H₃PO₄, and four parts H₂SO₄. For this electrolyte composition, the pickling mode is experimentally selected (voltage at the electrodes $U = 10$ V; current $I = 1.5$ A), which ensures uniform coating removal.[2] With an increase in the temperature of the CVS process, residual compressive stresses decrease. The level of residual compressive stresses is higher and amounts to 350-370 MPa when boron is alloyed, 270-290 MPa when titanium is alloyed, and 230-250 MPa when silicon is alloyed. No delamination of the coating was observed.

Conclusions.

In this work, alloyed protective coatings were obtained under SHS conditions, the size of which is 15-30 % larger than the coatings obtained under exothermic conditions, which significantly increases the operational properties of the treated gearbox gears.

List of references

1. Surface hardening of materials working under conditions of complex influence of aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak et al. - Kamianske: DSTU, 2019. - 173 p.
2. Surface hardening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych et al. - Kamianske: DSTU, 2019. - 246 p.

UDC 621.7

B.P. Sereda Head of the Department of AAG Doctor of Technical Sciences, Professor,

D.M. Kiforuk postgraduate student of the Department of AAG

D.B. Sereda, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

Dnipro State Technical University

MODELING OF THE PROCESS OF HARDENING OF GEARBOX GEARS USING CHARGE DURING SHS IN THE MODE OF THERMAL IGNITION

Problem statement

The hardening of gearbox parts using blends during self-propagating high-temperature synthesis requires the construction of a mathematical model to study the effect of blend compositions on the physical and mechanical properties of coatings.

This allows to significantly reduce the number of experiments in the development of HTS blends.

The set of operating conditions of motor vehicles is determined by the durability of gearbox parts. The paper considers the production of protective coatings for gearbox gears obtained by self-propagating polymer synthesis technology.

Formation of the research objective

As a result of mathematical modeling, to develop the compositions of SPS blends for chemical-thermal treatment in order to improve the performance properties of gearbox gears under thermal ignition conditions.

Summary of the main material

In this work, mathematical models were built to study the effect of the composition of the SCC blends on the physical and mechanical properties of coatings. A three-factor, three-level, composite asymmetric plan of the second order is used. Using a set of applied and computer programs Mathcad, Matlab, the matrix method was used to find the data. The regression analysis resulted in an equation showing the dependence of the wear resistance of protective coatings on the thermal self-ignition mode and the content of alloying elements [1]:

$$Y_2 = 107.04 - 0.3X_1 + 3.8X_2 - 3X_3 - 0.0556X_{12} + 1.4444X_{22} + 6.4444X_{32} + 0.125X_1X_2 - 0.375X_1X_3 + 1.875X_2X_3$$

The mathematical planning of the experiment significantly reduces the number of studies required to calculate the coefficients of the regression equation and obtain an adequate model that

characterizes the effect of the elements of the SSS charge on the physical and mechanical properties of structural materials with alloy coatings. The response surfaces of the obtained mathematical models are represented by three-dimensional graphical dependencies. The rational content of boron is 10-12% wt (for boron-alloyed SCC blends), silicon is 7-9% wt (for silicon-alloyed SCC blends), and titanium is 18-20% wt (for titanium-alloyed SCC blends). Al is 12-15%. These values of the content of boron, titanium, silicon, and aluminum allow us to obtain minimal wear rates of structural materials with alloyed coatings. The thermodynamic analysis of the SIS blends [2,3] for the temperature range of 400-1600 °K shows that the decomposition products of activators (I₂, NH₄Cl, and NH₄F) react with the oxide film on aluminum (before the reduction reaction begins) to form gaseous compounds AlI, AlI₂, Al₂I₆, CrF₂, CrI₂, CrI₃, BI₃, BF₂, BF₃, TiCl₃, TiCl₄, TiI₂. As the temperature increases, the number of products in the gaseous phase increases, and condensed products are released. The main products in the gas phase in the temperature range of 1200-1800 °K are iodides, fluorides, chlorides of chromium, aluminum, boron, titanium, and silicon.

Conclusions.

It has been established that in the temperature range of 400-1600 °K the formation of gaseous compounds AlI, AlI₂, Al₂I₆, CrF₂, CrI₂, CrI₃, BI₃, BF₂, BF₃, TiCl₃, TiCl₄, TiI₂ is possible. The rational SSA blends for obtaining wear-resistant protective coatings containing 11 % Vh 12 %, Al 23 % of the energy component, 5 % of the gas transportation agent, and 60 % Al₂O₃ were developed.

List of references

1. Increasing the operational stability and efficiency of industrial transport in the conditions of a metallurgical enterprise: monograph / B.P. Sereda, S.M. Turpak, I.V. Kruglyak, O.O. Ostrohlyad, D.Y. Mukovska, D.B. Sereda, D.O. Kruglyak - Kamianske: DSTU, 2021. - 272 p.
2. Surface hardening of materials working in conditions of complex exposure to aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak et al. - Kamianske: DSTU, 2019. - 173 p.
3. Surface strengthening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych et al. - Kamianske: DSTU, 2019. - 246 p.

UDC 621.7

B.P. Sereda, Head of the Department of AAG, Doctor of Technical Sciences, Professor,

I.V. Kruglyak, Head of the Department of GMB, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor

O.O. Stasevych, PhD student of the Department of AAG

Dnipro State Technical University

MODELING OF THE PROCESS OF HARDENING OF GAS DISTRIBUTION MECHANISM PARTS USING SCC BLENDS IN THE COMBUSTION MODE

Problem statement

The hardening of gas distribution mechanism parts using blends under conditions of self-propagating high-temperature synthesis (SHS) in the combustion mode requires modeling the hardening process on the performance characteristics of engines.

Formation of the research objective

To investigate and analyze the blends for obtaining protective coatings on the parts of the gas distribution mechanism of the YAMZ-238 engine.

Summary of the main material

The following technological schemes can be considered in the combustion mode under the conditions of the ICS:

- 1) combustion of mixtures of powders x and y in a vacuum or inert gas environment (e.g., production of carbides, borides, silicides);
- 2) combustion of powders x in a gaseous oxidizing agent y (e.g., production of nitrides by combustion of metals in gaseous nitrogen);
- 3) combustion of powders x in a liquid oxidizer Y (e.g., production of nitrides by burning metals in liquid nitrogen).

The wear characteristic ΔJ is the change in the mass of the valve sample on which the coating was obtained at $t_p = 1000^\circ\text{C}$ for $\tau_v = 60$ minutes.

The choice of the optimal composition of the charge for carrying out the CVS process under combustion conditions was based on the results of studies of the thermal picture of the CVS process.

The optimization parameters Y1 is the wear resistance index for the Cr-Al-Ti system;

The following variables are processed as independent variables: Al content % by weight (X1), Cr content % by weight (X3). The process activator is I2 and NH_4F for all systems. The dispersion of the powders is 250-400 μm .

A three-factor, three-level, composite asymmetric plan of the second order was used. Using a set of applied and computer programs Mathcad Matlab, the matrix method was used to find the data. As a result of the regression analysis, we obtained an equation showing the dependence of the wear resistance of protective coatings on the thermal self-ignition mode and the content of alloying elements[1]:

$$Y1 = 77.444 - 0.9X1 - 3.1X3 - 0.0556X1^2 + 3.4444X2^2 + 1.9444X3^2 + 0.125X1X2 - 0.125X1X3 - 1.875X2X3$$

The rational content of boron is 10-12% by weight (for boron-alloyed SVS blends), silicon is 7-9% by weight. (for silicon-alloyed SCC blends) and titanium 18-20% by weight (for titanium-alloyed SCC blends) Al 12-15%. These values of the content of boron, titanium, silicon, and aluminum allow us to obtain minimal wear rates of structural materials with alloyed coatings.

The thermodynamic analysis of the SIS blends [2,3] for the temperature range of 400-1600 °K shows that the decomposition products of activators (I2, NH_4Cl , and NH_4F) react with the oxide film on aluminum (before the reduction reaction begins) to form gaseous compounds AlI , AlI_2 , Al_2I_6 , CrF_2 , CrI_2 , CrI_3 , BI_3 , BF_2 , BF_3 , TiCl_3 , TiCl_4 , TiI_2 . As the temperature increases, the number of products in the gaseous phase increases, and condensed products are released. The main products in the gas phase in the temperature range of 1200-1800 °K are iodides, fluorides, chlorides of chromium, aluminum, boron, titanium, and silicon.

Conclusions.

We have developed rational SSA blends for the production of wear-resistant protective coatings containing 14% AL, 17% Ti, 27% energy component of 5% gas transport agent, and 37% aluminum oxide. The thermodynamic analysis of the reactions in the SWS process was carried out.

List of references

1. Improving the operational stability and efficiency of industrial transport in the conditions of a metallurgical enterprise: monograph / B.P. Sereda, S.M. Turpak, I.V. Kruglyak, O.O.

Ostrohlyad, D.Y. Mukovska, D.B. Sereda, D.O. Kruglyak - Kamianske: DSTU, 2021. - 272 p.

2. Surface hardening of materials working in conditions of complex exposure to aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak et al. - Kamianske: DSTU, 2019. - 173 p.

3. Surface strengthening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych et al. - Kamianske: DSTU, 2019. - 246 p.

UDC 621.7

B.P. Sereda, Head of the Department of AAG, Doctor of Technical Sciences, Professor,

I.V. Kruglyak, Head of the Department of GMB, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor

O.O. Stasevych, postgraduate student of the Department of AAG

K.M. Komendarov, postgraduate student of the Department of AAG

Dnipro State Technical University

INCREASING THE WEAR RESISTANCE OF PARTS OF THE ENGINE GAS DISTRIBUTION MECHANISM BY MACHINING UNDER CONDITIONS OF SHS

Statement of the problem

The development of modern automotive production is characterized by increased requirements for parts of the gas distribution mechanism. The need to use coatings is due to the increase in the operational properties of parts and the reliability of the entire engine.

Formation of the research objective

To investigate and analyze the performance characteristics of protective coatings in terms of hardness and wear resistance.

Summary of the main material

The gas distribution mechanism (GDM) of the YAMZ-238 engine is designed to timely inject fresh air into the diesel cylinder and exhaust exhaust gases. The timing mechanism operates synchronously with the crankshaft mechanism (CMM) and the power supply system due to a rigid connection with the latter via a gear drive.

The rotation of the camshaft of the YAMZ-238 diesel engine is transmitted from the crankshaft by means of a gear pair. In this work, the hardening of valves moving in guide bushings was carried out in the mode of thermal self-ignition of self-propagating high-temperature synthesis (SHS) in alitized charges.

The wear characteristic ΔJ is the change in the mass of the valve on which the coating was obtained at $t_p = 1000^\circ\text{C}$ and $\tau_v = 60$ minutes.

When tested under sliding friction conditions, the best wear resistance among the alloyed alitized coatings under consideration is provided by those alloyed with titanium and boron.

This can be explained by the higher microhardness, which is $H_{100} = 15200 - 15700$ MPa when alloyed with boron, $H_{100} = 12400 - 13200$ MPa when alloyed with silicon, and $H_{100} = 14300 - 14700$ MPa when alloyed with titanium.

Conclusions.

In this work, boron-alloyed alitized protective coatings with microhardness $H_{100} = 15200 - 15700$ MPa, with silicon-alloyed $H_{100} = 12400 - 13200$ MPa, with titanium-alloyed $H_{100} =$

14300 - 14700 MPa were obtained under nonstationary conditions. Their wear resistance is 1.8-2.1 times higher than that of coatings obtained under isothermal conditions.

List of references

1. Surface hardening of structural materials using composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych, et al: DSTU, 2019. - 246 p.
2. Surface hardening of materials working in conditions of complex exposure to aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak et al: DSTU, 2019. 173 p.

UDC 621.7

B.P. Sereda, Doctor of Technical Sciences, Professor,

K.V. Guliaev, postgraduate student of the Department of AAG

S.O. Solovyov, applicant of the second (master's) level of higher education

Dnipro State Technical University

APPLICATION OF THE METHOD OF SELF-PROPAGATING HIGH-TEMPERATURE SYNTHESIS FOR OBTAINING PROTECTIVE COATINGS DURING THE REPAIR OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE PARTS

Various methods and techniques of chemical heat treatment (CHT) are widely used for surface hardening and obtaining protective coatings. One of the effective methods of CTE used to increase surface wear resistance, corrosion resistance and hardness of metals and alloys is diffusion saturation with one or more carbide-forming elements, which include chromium[1]. However, all known saturation methods are characterized by a long duration of the technological process, consisting of heating time, isothermal holding time, at which the specified depths of the coating layer are achieved, cooling time of parts to a specified temperature [2] and energy consumption. For this reason, the development of technologies that will allow coatings to be applied with a shorter time for their formation is very relevant. Such a technology is the method of high-temperature synthesis (HTS) using gas-transport chemical reactions. The microhardness of the boronitic coatings obtained on the gas camshaft is 16000-17000 MPa. Using the method of mathematical planning of the experiment, the optimal powdered SCS charge of the following composition was obtained: 18% chromium component + 22% magnesium polyboride + 10% titanium + 2% NH_4F + 3% NH_4Cl + 45% inert. A study on the SMT-1 friction machine showed that the wear rate of the coating was $130-150 \cdot 10^{-4} \text{ g/m}^2$, which is 1.5-1.8 times higher than for parts without hardening.

The implementation of the innovative solution allows to obtain an economic effect in the form of reducing the cost of repairs by 45.3% and increasing the service life of the camshaft[3].

List of used literature

1. Surface strengthening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych et al: DSTU, 2019. -246 c.
2. Surface hardening of materials working in conditions of complex influence of aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak and others: DSTU, 2019. -173 c.
3. Korobochka O.M. Fundamentals of calculations, design and operation of technical equipment for road transport: DSTU. - 2007 - 252 p.

UDC 621.77.06

I.V. Kruglyak, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,

A.O. Zhalko, applicant of the second (master's) level of higher education

S.S. Chukhno, applicant of the third (educational and scientific) level of higher education

R.G. Kryvko, applicant for the third (educational and scientific) level of higher education

Dnipro State Technical University

ANALYSIS OF METHODS FOR DETERMINING THE MINIMUM SHEET THICKNESS AND DEVELOPMENT OF NOMOGRAMS FOR OPTIMIZATION OF ROLL DIAMETERS IN MULTI-ROLL MILLS

Statement of the problem

The main role in ensuring the accuracy of rolling on multi-roll mills is played by the roll unit and its characteristics: rigidity, precision manufacturing, geometric parameters of the rolls.

Formation of the research objective

The characteristics of the roll assembly were reviewed and analyzed in the most characteristic literature sources

Summary of the basic material

In the study of multi-roll mills, much attention was paid to the choice of a work roll, which determines the maximum value of reduction and the minimum thickness of the rolled strip, as well as the diameters of drive rolls and support rolls that provide the necessary torque transfer and the maximum rolling force, respectively.

The aim of the work was to analyze methods for determining the minimum strip thickness and to develop nomograms for optimizing roll diameters in multi-roll cold rolling mills.

To select the diameter of a work roll of a multi-roll mill, providing a rational mode of rolling, the methods of Stone, Tong, Roberts, Korolev, etc. were used to determine the minimum thickness of the strip.

To study the influence of relevant parameters of rolls and support rolls on the stiffness of the roll unit, mathematical planning of experiments by the method of Wilson-Box was used in this work.

The result of the work was the construction of nomograms for optimizing roll diameters, recommendations for obtaining the minimum strip thickness.

At the same time the work was aimed at studying heat treatment of high-chromium steels. Steels were subjected to two types of heat treatment: to austenite (hardening from 1150°C + high-temperature tempering) and to martensite (hardening from 1050°C + low-temperature tempering). The result of the study suggests a low-temperature hardening from the area of heterogeneous state of austenite, which provides a significant increase in plasticity while maintaining high strength of steels with 12-14% of chromium. Due to the formation of their structure with increased amount of residual austenite and its greater stability.

О.П.Максименко, д.т.н., професор,
А.Б.Приймак, аспірантка,
В.С.Ляшенко, аспірант

Дніпровський державний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ УМОВ ТЕРТЯ НА ПРОЦЕС ОТРИМАННЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБІЛІВ У ДРОТЯНОМУ БЛОЦІ

Фізичне моделювання умов тертя при обробці металів тиском є складною проблемою, рішення якої отримують з безліччю припущень і обмежень. Основні труднощі створюють облік низки чинників і забезпечення адекватності фактичним закономірностям, що виявляються при пластичному терті в діючому об'єкті. Наприклад, при прокатці в дротяному блоці сортового стану такі умови для розкату та інструменту складаються через специфічні кінематичні обмеження, високу швидкість процесу прокатки та значне ковзання металу у валках. Обчислювальні експерименти відкривають альтернативні можливості досліджень впливу умов тертя на показники прокатки.

Метою роботи є дослідження зміни умов тертя в осередку деформації кожної з клітей дротяного блоку на величину питомих натягів в міжклітинних проміжках, на поздовжню стійкість процесу прокатки [1], на зміну кута нейтрального перерізу. В результаті обчислювального експерименту досліджено вплив величини коефіцієнта тертя, як інтегрального показника умов взаємодії розкат-валки, на параметри прокатки катанки діаметром 5,5 мм у дротяному блоці стану 400/200 ПАТ «КАМЕТ-СТАЛЬ».

На графіках рис. 1 показано вплив величини коефіцієнта тертя на поздовжню стійкість металу в кожній з кліток дротяного блоку.

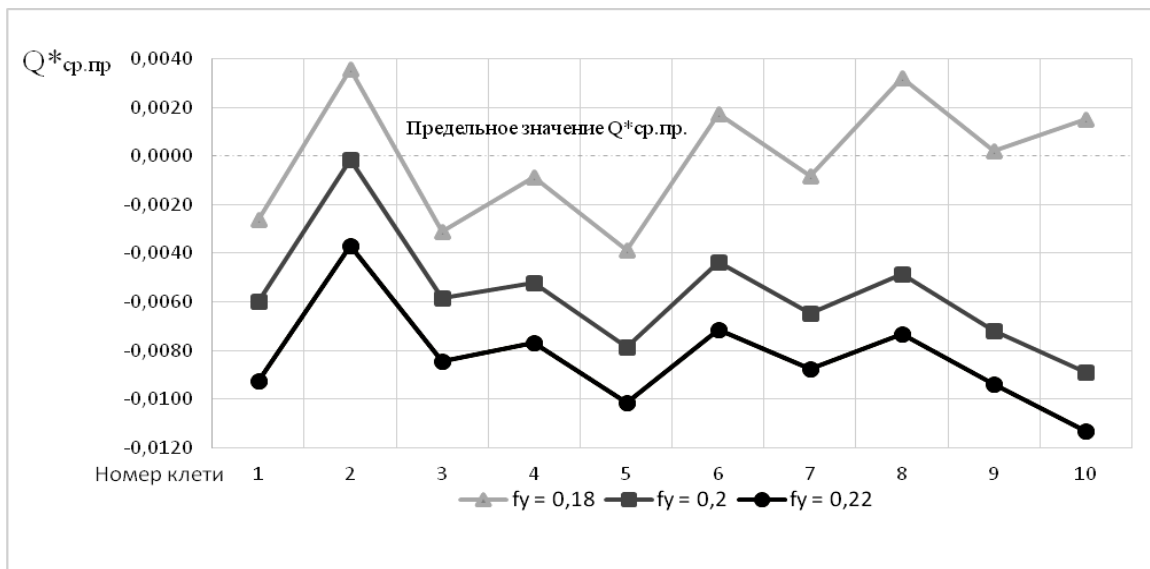


Рис.1. Вплив коефіцієнта тертя на поздовжню стійкість процесу прокатки $Q_{cp, пр}^*$ по клітках дротяного блоку

Як видно, при прокатці з $f_y = 0,22$ процес відбувається стійко у всіх клітках дротяного блоку, оскільки значення середньої результуючої сили $Q_{cp, пр}^*$ в осередках деформації є від'ємними, а сили - спрямованими протилежно руху смуги. Причому розрахунки

показують, що найбільше стійко смуга поводить ся при прокатці в п'ятій і 10 клітях. При зменшенні коефіцієнта тертя поздовжня стійкість металу з усіх клітин блоку знижується. При $f_y = 0,2$ прокатка у другій кліті ведеться в умовах близьких до граничних, а при коефіцієнті тертя рівному 0,18 стабільність процесу явно порушується у другій, шостій та наступних клітях, тому що сила Q_{cr}^* в осередках деформації цих клітей, приймаючи додатне значення, як би сприяє процесу прокатки. Однак за фізичним змістом вона є внутрішньою силою опору та роль активної сили виконувати не може. Тоді при наближенні до $f_y = 0,18$ стабільність процесу у дротяному блоці порушується і слід очікувати буксування смуги у валках. Очевидно, мінімальне значення f_y має бути щонайменше 0,2. Звернемо увагу на те, що кут нейтрального перерізу γ в наведених розрахунках за величиною більше нульового значення у всіх випадках прокатки.

Проведене моделювання процесу прокатки катанки в дротяному блоці показало, що посилення режиму тертя в контакті металу з валками (зі зростанням коефіцієнта тертя) підвищує поздовжню стійкість розкату в осередку деформації. Мінімальне значення коефіцієнта тертя, у якому процес залишається стабільним без втрати стійкості, є близьким до $f_y = 0,2$. При зменшенні f_y різко зростає натяг металу в міжклітинних проміжках, що може призвести до часткового або повного пробуксування розкату.

Список літератури

1. Максименко О.П. Продольная устойчивость полосы в валках с анализом контактных условий. Монография / О.П. Максименко, М.К. Измайлова, Д.И. Лобойко. – Днепропетровск: ДДТУ. – 2016. – 213 с.

УДК 669.2/.8-034.7

В.А. Шаломєєв, доктор технічних наук, професор

О.С. Лук'яненко, аспірант

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕХАНІЗМ РОБОТИ СОРБЕНТУ ПРИ ФІЛЬТРАЦІЙНОМУ МОДИФІКУВАННІ МАГНІЄВИХ СПЛАВІВ

Низька вага і висока питома міцність роблять сплави на основі магнію досить перспективним матеріалом для машинобудівної та аерокосмічної галузей промисловості. Сплави на основі Mg-Al поєднують у собі міцність і пластичність при кімнатній температурі із задовільною корозійною стійкістю до сольового розпилення та відмінною ливарною здатністю.

Зниження ваги автомобіля є одним із основних засобів, доступних для підвищення ефективності використання автомобілів. Високоміцні сталі, алюміній та полімери вже використовуються для значного зниження ваги, але суттєве додаткове скорочення може бути досягнуто за рахунок ширшого використання магнію малої щільності та його сплавів.

Суттєвою технологічною перевагою магнієвих сплавів - їх високі ливарні характеристики. Однак при виробництві магнієвих сплавів в рідкому металі накопичуються неметалеві включення. Тому технологія виготовлення сплавів на основі магнію передбачає процеси рафінування. Найбільш прогресивним способом очищення рідкого металу вважається метод фільтрування його крізь зернисті тверді фільтри, що дозволяє одночасно проводити рафінування та модифікування сплаву[1].

Пояснення механізму дії сорбенту при контакті з рідким металом і на основі його аналізу робити вибір більш доцільного та раціонального фільтраційного матеріалу є досить актуальною задачею.

Для дослідження характеристик поверхневої взаємодії використовували метод „лежачої краплі”, методика проведення якого полягає в розплавленні циліндричної проби сплаву певних розмірів на горизонтальній підкладці в індукційній печі у атмосфері аргону. За допомогою проекційного ліхтаря і системи лінз на екрані одержували збільшене зображення краплі. Потім вимірювали геометричні параметри проекції краплі і математично обробляли експериментальні дані.

За даної методикою визначали наступні характеристики поверхневої взаємодії[2]: поверхневий натяг ($\sigma_{р.г}$), когезію (A_k), адгезію (A_a), коефіцієнт розтікання (K_p).

Очищення розплаву флюсами ґрунтоване на видаленні зважених вкраплень із розплавів в результаті адгезії, розчинення або хімічної взаємодії з розплавленими солями. Флюси зменшують адгезію вкраплень до металу і під дією міжфазних сил вкраплення переходять до флюсу. Рафінувальні властивості флюсу характеризуються роботою адгезії вкраплень до металу в середовищі флюсу [3], виражали формулою:

$$W_{\phi\lambda}^{M-\phi} = \sigma_M \cdot \cos\theta_{M-\phi} - \sigma_{\phi\lambda} \cdot \cos\theta_{\phi\lambda-\phi} + A_a^{M-\phi\lambda} \quad (1)$$

де $W_{\phi\lambda}^{M-\phi}$ - адгезія вкраплень до металу в середовищі флюсу, мДж/м²

σ_M – поверхневий натяг металевих розплавів мДж/м²;

$\sigma_{\phi\lambda}$ - поверхневий натяг флюсу мДж/м²;

$\theta_{M-\phi}$ - крайовий кут змочування вкраплень металом, град;

$\theta_{\phi\lambda-\phi}$ - крайовий кут змочування вкраплень флюсом, град;

$A_a^{M-\phi\lambda}$ - міжфазний натяг (адгезія) на межі метал–флюс, мДж/м².

Рафінуючі властивості флюсу зростають зі зменшенням роботи адгезії ($W_{\phi\lambda}^{M-\phi}$).

Таким чином, ефективність очищення тим вище, чим:

- краще розплавлений флюс змочує неметалеві вкраплення;
- більше крайовий кут змочування вкраплень металевим розплавом;
- менше адгезія (міжфазний натяг) на межі метал – флюс

Було досліджено рафінуючі властивості флюсу відносно неметалевих вкраплень, що мають утворитися при виготовленні виливків із сплаву МЛ 5. Для визначення характеристик поверхневої взаємодії (поверхневого натягу, адгезії, когезії, кута змочування і коефіцієнта розтікання) виготовлялися підкладки із периклазу (MgO); алунду (Al₂O₃) та кварциту (SiO₂) на яких досліджували методом „лежачої краплі” зразки із сплаву МЛ 5 і флюсу.

Ефективність видалення рідких вкраплень при фільтруванні [2] визначили за формулою (2):

$$W_M^{M-\phi\lambda} = A_a^{M-\phi\lambda} + A_a^{\phi\lambda-\phi} + A_a^{M-\phi} \quad (2)$$

де $W_M^{M-\phi\lambda}$ - сумарна енергія зв'язку сорбент – вкраплення в системі: твердий фільтр (сорбент) – металевий розплав (МЛ-5) – вкраплення (флюс), мДж/м²;

$A_a^{M-\phi\lambda}$ - міжфазний натяг (адгезія) в системі метал (МЛ-5) - вкраплення (флюс), мДж/м²;

$A_a^{\phi\lambda-\phi}$ - міжфазний натяг (адгезія) в системі вкраплення (флюс) – сорбент (фільтр), мДж/м²;

$A_a^{m-\phi}$ - міжфазний натяг (адгезія) в системі метал (МЛ-5) - сорбент (фільтр), мДж/м².

Таким чином, ефективність видалення рідких краплень при фільтруванні повинна зростати при збільшенні міжфазного натягу в системах метал – крапління, крапління – фільтр і метал – фільтр.

Список використаної літератури

1. Курдюмов А. М., Пикунов М. В., Чурсин В. М. Литейное производство цветных и редких металлов 2-е изд. - М: Металлургия, 1982. – 352с.
2. Якобашвили С. Б. Поверхностные свойства сварочных флюсов и шлаков. – К.: Техника, 1970. – 207 с.
3. Фильтрационное рафинирование литейных сталей и сплавов / В. А. Калмыков, А. С. Кондратьев, Ю. А. Фролов и др. – Л.: ЛДНТП, 1987. – 24 с.

УДК 621

В.Р. Самостян, кандидат технічних наук, доцент

Луцький національний технічний університет

ОСОБЛИВОСТІ ДИЗАЙНУ ЕКСТЕР'ЄРУ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ КОМПАНІЇ BAOJUN

Постановка проблеми

У квітні 2019 року китайська автомобільна компанія презентувала оновлений логотип компанії, а разом з ним перший в історії бренду SGMW концепт RM-C. Новинка ознаменувала особливий підхід у формоутворенні майбутніх моделей Baojun, згідно з яким увага приділяється естетиці промислового/предметного дизайну. Це неофіційна назва обраного напряму, оскільки в прес-релізі фігурують інші ключові слова: «міжпланетна геометрія», "Раціональна естетика", "передовий дизайн", "точна технологія". Проте, суть підходу у проектуванні від цього не змінюється.

Рішення змінити стилістику бренду Baojun можна обґрунтувати такими мотивами. По-перше, "product design approach" або ще "not automotive" (метод проектування, заснований на принципах предметного дизайну) – це актуальна тенденція у світовому автопромі, що робить компанію привабливою щодо конкурентів, які вже мають історію і сформована стилістика. По-друге, для молодого бренду (заснований у 2010 р.) зміни стилю проходять менш «болісно», і він більш «гнучкий» до змін та експериментів. По-третє, спрощення форм та обсягів для бюджетного бренду економічно вигідно з точки зору виробництва, технологічних витрат та інших формоутворюючих факторів [1].

Формування мети дослідження

Метою даної роботи є розгляд особливостей дизайну екстер'єру легкових автомобілів китайської компанії Baojun на прикладі двох серійних моделей E-300 та RM-5. Проводиться детальний аналіз формоутворення кузова автомобілів.

Виклад основного матеріалу

Щоб зрозуміти значення змін дизайну Baojun, необхідно звернутися до історії бренду, а саме до тих моделей автомобілів, що виробляються з 2010 року.

Baojun 310, Baojun 330, Baojun 560, Baojun 610, Baojun 630, Baojun 730 – ці моделі виділяються характерними динамічними, різкими лініями кузова. Це ніяк не виділяло бренд

на тлі конкурентів, тому що подібне пластичне рішення можна було спостерігати у більшості азіатських автовиробників початку 2010-х (рис. 1). Відмінність лише полягала в нюансах, декорування решітки радіатора, оформлення бамперів та контурів фар, ліхтарів та інших деталей.



Рис. 1 Модельний ряд Baojun початку 2010-х (630, 560, 310)

Сьогодні стилістику промдизайну з простими формами, геометрією та мінімалізмом застосовують не тільки в компанії Baojun. Відомі приклади моделей Volvo (XC-40) та Honda e.

Розглянемо детальніше особливості нового стилю Baojun. У його основі лежить побудова простих обводів навколо просторової рами та компонування. Оригінальність дизайну полягає у використанні простої геометрії. Вона являє собою замкнуті контури, які компонуються в межах функціональних елементів кузова автомобіля (фари, ліхтарі, дверні ручки, пороги, капот, колісні арки, диски коліс, бампера, решітки радіатора, задня опорна стійка даху).

На сьогоднішній день у Baojun є дві моделі, які вже представлені на китайському ринку та виконані у стилістиці промдизайну. Це RM-5 та невеликий тримісний електрокар E-300.

Варіативність подібної стилістики залежить від оригінальності дизайнерського рішення та від уміння доцільно застосовувати графічні елементи на поверхні кузова.

У моделі E-300, основним модульним елементом є прямокутник із заокругленими кутами. Цей графічний елемент відображається практично на всіх елементах кузова автомобіля, пропорційно видозмінюючись відповідно до розмірів відповідних деталей. Так, його можна помітити на колісних дисках, у контурі денних ходових вогнів та сигналів повороту, у решітці радіатора, у накладках переднього та заднього бампера, в оформленні протитуманних ліхтарів, у контурі дверних ручок, двері заднього скла та декоративної накладки на дверях (рис. 2) [2] .



Рис. 2 Baojun E-300 головний елемент дизайну – прямокутник з заокругленими кутами



Рис. 3 Характерна витягнута графіка розтягнутого прямокутника з заокругленими кутами на плечовій лінії RM-5

В основі дизайну RM-5 лежить розтягнутий прямокутник з заокругленими кутами, який чітко прочитується на плечовій лінії. Цей графічний елемент як модуль повторюється в оформленні денних ходових вогнів і задніх габаритних вогнів. Замкнуті контури також

проглядаються знизу в підштампування дверей, в обрамленні заднього бампера, фар і ліхтарів (рис. 3) [3].

Висновки

Таким чином, стиль компанії Baojun гідний розгляду та вивченню з погляду формоутворення та методології проектування в автомобільному дизайні. Особливості дизайну екстер'єру легкових автомобілів Baojun полягають у наступному: чіткі, прості лінії та однорідні поверхні, що повторюють форму та конструкцію кузова; спрощена, умовна графіка, що застосовується в обробці деталей та функціональних елементів; використання як модуль дизайну однієї геометричної фігури; прагнення до уніфікації та інтеграції деталей у єдині блоки.

Список використаної літератури

1. Bart Lenaerts & Lies De Mol Ever since I was a young boy I've been drawing cars. WAFT, Pure Print, 2012.
2. Baojun E-300. // www.autohome.com.cn URL: <https://chejiahao.autohome.com.cn/info/5453800#pvareaid=28086821202>.
3. Baojun RM-5. // www.autohome.com.cn URL: <https://www.autohome.com.cn/5342/#pvareaid=100124>.

УДК: 536.2.42:669

О.Б. Лисенко, доктор фізико-математичних наук, професор,

Т.В. Калініна, кандидат фізико-математичних наук, доцент

Т.М. Дорожка, аспірантка

А.Ю. Коршунов, магістр

Дніпровський державний технічний університет

ВПЛИВ ЛАЗЕРНОЇ ПОВЕРХНЕВОЇ ОБРОБКИ НА СТРУКТУРУ ТА ТВЕРДІСТЬ СПЛАВУ Fe₈₀B₂₀

Постановка проблеми

Поверхнева термічна обробка з використанням лазерних джерел нагрівання дозволяє суттєво покращувати властивості матеріалів. При досягненні певного критичного значення щільності потужності випромінювання в осередку лазерної дії матеріал зазнає плавлення, після чого оплавлена зона швидко охолоджується за рахунок відведення тепла у внутрішні шари матеріалу. За принципом охолодження розплавів лазерна обробка з оплавленням поверхні відноситься до технологічних різновидів гартування з рідкого стану (ГРС). Порівняно з традиційними способами гартування тонких шарів розплаву на теплопровідних підкладках, лазерна технологія забезпечує більш високі швидкості охолодження [1], але поступається ефективністю щодо створення в матеріалах метастабільних структурних станів [2]. Для розуміння фізичних основ цих відмінностей необхідні подальші поглиблені дослідження процесів теплоперенесення та структуроутворення, які реалізуються в традиційних методах ГРС та умовах лазерного поверхневого оплавлення матеріалів різних класів.

Мета дослідження

Головною метою даної роботи були модельні розрахунки динаміки охолодження та кінетики кристалізації сплаву $\text{Fe}_{80}\text{B}_{20}$ в зоні оплавлення поверхні лазерними імпульсами тривалістю $\sim 10^{-3}\text{с}$. Коректність результатів моделювання контролювали шляхом їх порівняння з відповідними експериментальними даними. У експериментальному блоці досліджень виконували також вимірювання мікротвердості в площині лазерного опромінення та нормальному перерізі оплавленої зони з метою вивчення впливу лазерної обробки на міцнісні властивості сплаву. Вибір дослідного сплаву пояснюється тим, що при виготовленні методами ГРС він демонструє схильність до некристалічного твердіння з утворенням аморфної структури [3]. Тому одна із задач роботи полягала у розв'язанні питання, чи зберігається ця здатність сплаву в умовах лазерного оплавлення поверхні.

Характеристика математичної моделі

Математичну модель процесів, що досліджуються, будували з використанням рівнянь теплопровідності Фур'є у частинних похідних та рівнянь кінетики кристалізації лазерної ванни [1], яка здійснюється за допомогою двох конкуруючих механізмів: росту матричних кристалів від межі оплавлення та утворення нових кристалів у рідкій частині оплавленого шару. Кінетичні розрахунки виконували з використанням температурних залежностей швидкостей зародження та росту кристалів з роботи [3].

Результати досліджень та їх аналіз

Розрахунки швидкостей охолодження v зони лазерного оплавлення (ЗЛО) показали, що максимальні значення v досягаються у поверхневих шарах ванни, а найменші – уздовж межі оплавлення. З плином часу ці розбіжності, а також абсолютні значення v для кожної із зон зменшуються. При цьому на момент досягнення температури плавлення значення v суттєво перевищують відповідну характеристику для швидкозагартованих продуктів сумірної товщини, отриманих традиційними методами ГРС. Цей результат підтверджує більш високу динамічність лазерної технології гартування з рідкого стану, котра забезпечується досконалістю теплового контакту розплаву з ділянками матеріалу, що не зазнали оплавлення.

Модельними розрахунками кінетики твердіння ЗЛО встановлено, що кристалізація лазерної ванни здійснюється за рахунок пророщування у розплав евтектичної складової вихідної структури сплаву $\text{Fe}_{80}\text{B}_{20}$ у вигляді колоній стовпчастої форми. Цей механізм перетворення діє для оплавлених шарів глибиною понад 410 нм, у той час як шари меншої товщини тверднуть з фіксацією у приповерхневій частині ЗЛО аморфної структури. Таким чином, результати розрахункового аналізу свідчать про принципову можливість лазерної поверхневої аморфізації сплаву $\text{Fe}_{80}\text{B}_{20}$. Однак ця можливість реалізується лише при швидкостях охолодження понад $\sim 5 \cdot 10^8 \text{K/с}$, хоча аморфні стрічки дослідного сплаву отримують методом спінінгування розплаву вже при $v \sim 6 \cdot 10^5 \text{K/с}$. Основною причиною зниження здатності сплаву $\text{Fe}_{80}\text{B}_{20}$ до некристалічного твердіння в умовах лазерного швидкого гартування є активна участь у процесах кристалізації структурних складових, розташованих на межі оплавленої зони.

За результатами дюрOMETричних досліджень у нормальному перерізі зони лазерного оплавлення встановлено, що у безпосередній близькості від робочої поверхні усереднені значення мікротвердості складають $H_R \sim (14,5-15,6) \text{ГПа}$. При переході від площини обробки до межі оплавлення мікротвердість помітно зменшується, прямуючи до рівня $H_R \sim (4,5-5,5) \text{ГПа}$, характерного для евтектичної складової мікроструктури неоплавлених ділянок зразків.

Висновки

1. Лазерна обробка з оплавленням поверхні є менш ефективним способом аморфізації матеріалів порівняно з методами швидкого охолодження тонких шарів розплавів на інердних теплоприймальних підкладках.

2. Кристалізація зони лазерного оплавлення сплаву $\text{Fe}_{80}\text{B}_{20}$ здійснюється виключно за допомогою механізму росту матричних елементів мікроструктури від дна ванни розплаву.

3. Лазерне оплавлення сплаву $\text{Fe}_{80}\text{B}_{20}$ супроводжується збільшенням усереднених значень мікротвердості приблизно у 3 рази порівняно з евтектичною складовою вихідної структури.

Список використаної літератури

1. Lysenko A.B., Korovina N.A., Pavluchenkov I.A. Metal crystallization kinetics in conditions of laser rapid hardening. *Laser Technologies in Welding and Materials Processing*. – Kiev: E.O. Paton Electric Welding Institute, NASU. 2005. P.85-87.

2. Лысенко А.Б., Лысенко А.А., Коровина Н.А. и др. Структура и свойства стеклющихся сплавов, подвергнутых лазерному оплавлению поверхности. *Физика и химия обработки материалов*. 2008. № 3. С.81-88.

3. Tkatch V.I., Denisenko S.N., Selyakov B.I. Computer simulation of $\text{Fe}_{80}\text{B}_{20}$ alloy solidification in the melt spinning process. *Acta Metallurg. Mater.* 1995. Vol. 48, №6. P.2485-2491.

УДК 621.43.05

A. V. Kanskyi, student of the T-211 group,

V. I. Kubich, Ph.D., associate professor of the "Automobiles" department

National University "Zaporozhye Polytechnic"

DEVELOPMENT OF AN ALGORITHM FOR THE SEARCH OF THE CAUSES OF THE INSTABILITY OF THE ENGINE AT IDLE SPEED WHEN IT IS SUPPLIED WITH LPG

Formulation of the problem

The use of computer diagnostics of internal combustion engine mechanisms and systems in the provision of services has very wide possibilities. At the same time, the diagnostician receives fairly complete pictures of the nature of the course of work processes, for example, in separate gas-dynamic volumes, according to the relevant parameters of their quantitative assessment. In accordance with the classification of methods for diagnosing crank mechanism and timing, which are given in [1], there is an instrumental method for measuring the pressure in the cylinder at the end of the compression stroke. This diagnostic parameter is multivalued and can occupy an appropriate place in the algorithms for finding the occurrence of certain deviations from the parametric reliability of the internal combustion engine. During the operation of Honda CR-V cars, the gasoline engine of which runs on additionally installed equipment with LPG, there is a problem. It consists in the manifestation of the phases of the gas distribution mechanism during the recommended interservice developments then the next maintenance, depending on the cycles of operation of the car as a whole. This affects the operation of the engine. This is especially evident at idle speed, in which this engine is unstable. In the classical sense, the reasons for the manifestation of this criterion for assessing the technical condition are: violation of the processes of mixture formation; moments and quality of ignition of the fuel-air mixture; control of cylinder

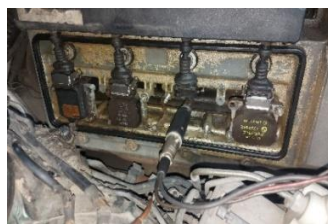
filling with an air-fuel mixture. At the same time, in the R20A1 engine of the Honda CR-V car, the latter reason may be associated with a change in the thermal gaps of the valve actuators. From the above, for the workers of the car service, the question of using the optimal algorithm for establishing the causes of engine instability at idle is open, which ultimately affects the efficiency of providing car service services and the time spent on performing the relevant work.

The purpose of the study

Based on the existing approaches in the element-by-element diagnosis of mechanisms and systems of internal combustion engines, to propose a more simplified and high-speed algorithm for finding and identifying the main cause of unstable idle speeds, which is associated with a violation of the valve timing.

Presentation of the main material

The causes of this problem are diagnosed and solved in two ways, using electronic diagnostic equipment and mechanical work. The main devices when using electronic diagnostic equipment are an oscilloscope and a pressure sensor to determine the valve timing, Figure 1. Operations are performed in the following sequence. First you need to disconnect and remove the ignition coil of one of the cylinders, then unscrew the spark plug. Instead of a candle, a pressure sensor is screwed in, which is connected to the oscilloscope. Battery power is turned on. Next, the engine starts, it is given the opportunity to work at idle for a short time to record pressure signals on the oscilloscope from the pressure sensor in the cylinder [2]. After recording the data, the analysis of the obtained data is included on the oscilloscope and the following picture is obtained, Figure 2 a.



a



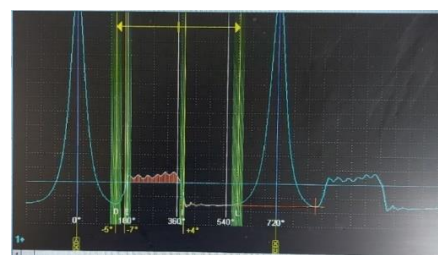
b

Fig. 1. Diagnostic equipment:

a – butt view of the engine with a pressure sensor; b-Laptop, USB Oscilloscope, pressure sensor



a



b

Fig.2. Analysis of the operation of the gas distribution mechanism of the engine:

a - to the adjustment of the cylinder head valves; b – after adjusting the cylinder head valves;
D – start of opening of the exhaust valve; E – flow of exhaust gases from the exhaust manifold to the cylinder

Analysis of the pressure oscillogram in the cylinder indicates that at the exhaust stroke, the exhaust valves open earlier than the permissible limit. This is reported by the arrows, which indicate how many degrees go beyond the norm of opening the valves at the angle of rotation of the crankshaft. Based on the data obtained, it is concluded that the valve distribution phase does not meet the established standards. And since the exhaust tract does not work properly, the engine cannot work

smoothly. Since the engine of this brand has mechanical adjustment of valves, it is sent to the mechanics of automotive service. The oscillogram after adjusting the valves is shown in Figure 2 b. On the oscillogram with the naked eye, it can be seen that as a result of adjusting the valves of the cylinder head, the exhaust and intake valves work within tolerances. So, as a result of computer diagnostics, it was found out that the engine worked unstably at idle because the gas distribution mechanism was not in the normal tolerances, as a result of which the exhaust valves of the cylinder head opened earlier than necessary.

Conclusions

The above showed that the use of a pressure sensor and the corresponding software in the proposed algorithm for finding and identifying the main cause of the instability of the internal combustion engine operation at idle speed can eliminate existing working methods and reduce the production time for the provision of car services.

List of references

1. Migal V.D. Technical diagnostics of automobile engines: a textbook in 3 volumes. T.3. Practical basics of diagnosis / V.D. Migal. Khar'kov: Maidan, 2014. 444 p.
2. Clarification, characteristics and description of the pressure graph in the cylinder.
https://injectorservice.com.ua/px_sensor.php

УДК 539.3

М.М. Ткачук, доктор технічних наук, професор,
А.В. Грабовський, доктор технічних наук, доцент,
О.І. Зінченко, докторант,
М.А. Ткачук, доктор технічних наук, професор,

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”

ПРОБЛЕМНІ АСПЕКТИ АНАЛІЗУ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ТОРСІОННИХ ВАЛІВ ЛЕГКИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН

Натепер торсіонні системи підресорювання (СП) є доволі розповсюдженими у легких броньованих машинах (ЛБМ) як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва. Основним пружним елементом цих СП є торсіонні вали (ТВ). При їх проектуванні використовуються перевірені часом методики розрахунків. Проте у сучасних умовах спостерігається стійка тенденція до інтенсифікації режимів руху ЛБМ, зростання їх маси та калібру систем озброєння, яке на них установлюється. Усе це призводить у кінцевому підсумку до відповідно збільшених навантажень на ТВ. У цих обставинах традиційні методики розрахунків ТВ виходять за межі своєї застосовності. Зважаючи ж на важливість забезпечення міцності та довговічності ТВ у розрізі вимог до тактико-технічних характеристик рухливості ЛБМ, постає актуальна проблема створення удосконалених моделей напружено-деформованого стану (НДС) цих валів із урахуванням нових значущих чинників. Ця проблема сформулила напрямок досліджень, описаних у роботі.

При аналізі НДС ТВ слід взяти до уваги певні об'єктивні обставини, без урахування яких розроблювана його модель буде неадекватною реальним фізико-механічним процесам і станам. По-перше, це технологічна операція подвійного заневолювання, яка призводить до появи інтенсивних пластичних деформацій у тілі ТВ. По-друге, це контактна взаємодія

у зоні спряження шліцевої головки ТВ із муфтою (втулкою), через яку і передається на вал крутний момент. По-третє, це взаємодія та взаємовплив цих двох зазначених чинників, тобто поєднання фізичної та структурної нелінійностей, що кардинально ускладнює математичну модель НДС, яка створюється. По-четверте, це чинник залежності досліджуваних процесів і станів від історії навантаження. І, наостанок, важливо також враховувати не тільки окремі механічні властивості матеріалу ТВ (у першу чергу – межу плинності), але й повну діаграму деформування. Базуючись на перелічених аспектах, було розроблено математичну модель НДС торсіонних валів ЛБМ, яка базується на розвиткові та адаптуванні теорії течії у формі співвідношень інкрементального типу для відтворення пружно-пластичного деформування матеріалу, з одного боку, та теорії варіаційних нерівностей для моделювання контактної взаємодії, – з іншого. У підсумку, розв’язання задачі здійснюється покроково за навантаженням, і на кожному кроці здійснюється мінімізація функціоналу повної внутрішньої енергії системи на множині переміщень, які задовольняють умовам непроникнення тіл одне в одного. Властивості матеріалу ТВ у кожній точці визначаються поточним НДС та історією навантаження.

Розроблена модель аналізу НДС торсіонних валів систем підресорювання ЛБМ на етапі обґрунтування їхніх прогресивних технічних рішень вбудовується в узагальнену параметричну модель цих валів, де варійованими є усі значущі чинники. У свою чергу, уся сукупність задач аналізу дискретизується із залученням методів скінченних елементів, а створювані чисельні моделі теж параметризуються.

Таким чином, у підсумку розроблено удосконалене математичне, програмне та модельне забезпечення для обґрунтування прогресивних технічних рішень при проєктуванні торсіонних валів СП ЛБМ за критеріями міцності та довговічності.

УДК 621.74

О.Г.Чернета, кандидат технічних наук, доцент

М.Очеретяний, аспірант

М.Скороход, аспірант

Дніпровський державний технічний університет

КОМБІНОВАНИЙ СПОСІБ БАГАТОКОМПОНЕНТНОГО ЛАЗЕРНОГО ЛЕГУВАННЯ СЕРЕДНЬОВУГЛЕЦЕВИХ СТАЛЕЙ

В роботі проведені дослідження комбінованого способу відновлення і зміцнення поверхневого шару кулачків розподільного валу двигуна внутрішнього згорання. Зроблений порівняльний аналіз фізико-механічних характеристик покриттів після найбільш поширених зміцнюючих обробок з урахуванням структурних перетворень в поверхневих шарах.

В машинобудуванні доволі часто застосовується хіміко-термічна обробка для поверхневого зміцнення деталей автомобілів із вуглецевих сталей. Одним із різновидів хіміко - термічної обробки поверхні є борування. До недоліків даного способу слід віднести крихкість борованого шару. Метою даної роботи є зміцнення і зниження крихкості робочої поверхні.

Борування деталей із сталі 20 проводили в печі при температурі 930⁰С з терміном витримки до 3 годин у спеціальному контейнері з сумішшю насичення, що складається із

100% карбіду бору B_4C . Після борування проводять обробку поверхні лазерним пучком в вакуумі ($P=2 \cdot 10^{-3}$ Па) терміном 15-20с при питомій потужності $2,9 \cdot 10^4$ Вт/см².

Позначений тиск у вакуумній камері забезпечується за рахунок використання стандартних засобів відкачки. В результаті обробки на поверхні утворюється боридний шар товщиною 80-100 мкм.

Дослідним шляхом виявлено, що при обробки боридних шарів променем лазера в вакуумі відбувається змінення морфології боридів. Крім того боридні шари становляться гетерогенними, що складені з твердих і м'яких структурних складових, що приводить до зниження крихкості боридного шару [1]. Гетерогенність боридного шару забезпечується за допомогою наступної обробки лазерним променем за наданою технологією і режимами.

Крихкість боридних шарів оцінювалася за допомогою приладу ПМТ-3 при навантаженні 20-150 г.(таб.1)

Таблиця 1 Крихкість боридних шарів на сталі 20

Твердо фазне борування (бориди)		Твердо фазне борування з наступною обробкою лазерним променем (бориди)		Твердо фазне борування з наступною обробкою лазерним променем (евтетика)	
Навантаження, г	Бал крихкості	Навантаження, г	Бал крихкості	Навантаження, г	Бал крихкості
20	0	50	0	70	0
50	1	50	0	100	0
70	2	70	1	120	0
100	4	100	2	150	1
120	5	120	4	-	-

Як витікає з таблиці 1, при однаковому навантаженні на індентор боридний шар після наданої обробки має більш низький бал крихкості в порівнянні з боридним шаром, що отримані при традиційному твердо фазовому боруванні.

Література

1. Ляхович Л.С. Химико-термическая обработка металлов и сплавов. М.Металлургия, 1981, 81-82с.
2. О.Г. Чернета Дослідження мікроструктури зношених деталей автомобілів із сталі 45 при відновленні і багатократній термічній обробці. /О.Г. Чернета, В.І. Сухомлин, О.М. Коробочка/ //Перспективні технології та прилади. м. Луцьк червень 2017 р. –ЛНТУ, – Вип.10(1) – 2017. С.212-217.

УДК 621.74

О.Г.Чернета, кандидат технічних наук, доцент

І.Житник, магістр

В.І.Обрізан, завідувач лабораторії кафедри автомобілів та автомобільного господарства

Дніпровський державний технічний університет

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБІЛІВ З СТАЛІ 45 КОМБІНОВАНИМИ СПОСОБАМИ

Світова практика використання комбінованих технологій для підвищення зносостійких властивостей деталей автомобілів з сталі 45 свідчить, що ресурс використання сталей до кінця не вичерпано і при відповідних способах обробки поверхневого шару можливо підвищити в 3-4 рази зносостійкість і корозійну стійкість деталей за рахунок модифікації їх поверхневого шару і трансформації мікроструктури.

Перспективним напрямом підвищення міцності і зносостійкості сталей є суміщення в них декількох технологій обробки для зміцнення за рахунок використання комбінованих методів обробки поверхневого шару металів (обробка поверхні струмами високої частоти, іона імплантація, лазерна обробка). Енергія лазерного випромінювання трансформується в рух атомів, а збуджені електрони стикаються з атомами решітки. Миттєве охолодження і тепловідвід в глибину металу сприяє утворенню в поверхневих шарах деталі різноманіття структур гарту.

Для оцінки структуроутворення в поверхневих шарах деталей із сталі 45 необхідно урахувати наступні фактори: геометричні параметри розмірів, шорсткість поверхні деталі, мікроструктуру і твердість зношених поверхневих шарів. Сталь 45 відноситься до середньо вуглецевих якісних конструкційних сталей підвищеної міцності (C - 0,42-0,5; Mn - 0,5-0,8; Si - 0,17-0,37; P - 0,035; S - 0,04; Cr - 0,25; Ni - 0,3; Cu - 0,3. Межа міцності і текучості відповідно після покращення складає при зниженій пластичності $\sigma_s = 600 - 700 \text{ МПа}$; $\sigma_{0,2} = 400 - 600 \text{ МПа}$. Ударна в'язкість $KCU_{+20} = 40-50 \text{ Дж/см}^2$). Відновлення поверхні спрацьованого шару здійснюється шляхом наплавлення, відтворенням геометрії і поверхневим зміцненням робочого шару (боруванням з наступною лазерною обробкою). Фотографії мікроструктур рис.1(а.(809)), б(813) зачіплюють край насиченого бором поверхневого шару 200 мкм (кордон дифузії бору, що умовно поділена на праву (перехідний шар) і ліву частину, що примикає до основного металу). В цих зонах спостерігаються пластини цементиту, які утворюються в результаті нормалізації сталі 45 - світлі вкраплення бору (15-20 мкм від поверхні) [1].

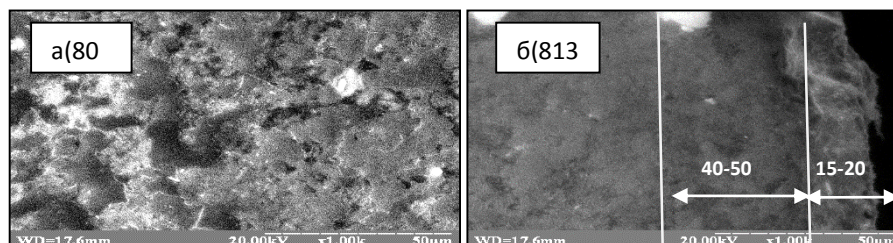


Рис.1 Фотографії і дифрактограма мікроструктур сектора кулачка із сталі 45 (а.(809), середини), б(813), перехіної, підшарової і крайньої зони

Зроблений порівняльний аналіз фізико-механічних характеристик покриттів після комбінованих зміцнюючих обробок з урахуванням структурних перетворень в поверхневих

шарах дозволяє зробити висновки про утворення надміцних структур посиленних карбідами бору.

Література

1. Чернета О.Г. Дослідження технологічних способів формування зносостійких покриттів на основі лазерної обробки. /О.Г. Чернета, Р.Г. Волощук, О.М. Коробочка / Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади»//м. Луцьк листопад 2014 р. – Луцьк: ЛНТУ, – Вип.5(2) – 2014. С171-176.

УДК 621.74

О.Г.Чернета, кандидат технічних наук, доцент

А.Маймур, магістр

В.І.Обрізан, завідувач лабораторії кафедри автомобілів та автомобільного господарства

Дніпровський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ ДЕТАЛЕЙ ПІСЛЯ БОРУВАННЯ З НАСТУПНОЮ ЛАЗЕРНОЮ ОБРОБКОЮ

Баланс між економічними витратами і фізико-механічними властивостями отриманих покриттів не відповідає масовому використанню тих, чи інших технологічних методів зміцнення робочої поверхні деталей виробів. Одночасно в світовій практиці є великий попит на використання новітніх технологій зміцнення поверхневого шару деталей автомобілів, що в кінцевому рахунку призводить до суттєвого збільшення ресурсу роботи деталі, механізму в цілому, її надійність, зменшує в рази витрати на ремонти і простої обладнання. Сучасні технології підвищення зносостійкості за рахунок зміцнення поверхневого шару деталей енергоємні, високо витратні, потребують використання сучасного обладнання і кваліфікованих кадрів.

До сучасних перспективних технологій отримання зміцнених поверхонь відносять комбіновані технології (азотування з наступною лазерною обробкою, борування з наступною лазерною обробкою), що приводить до утворення в поверхневих шарах деталей відповідних заданих мікроструктур з заданими фізико-механічними властивостями і в 2-3 рази підвищити зносостійкість поверхні контактуючої пари.

Спостереження зміння фізико-механічних характеристик і дослідження мікроструктур відповідних зон проводили за допомогою електронного растрового мікроскопу РЕМ-106И.

В результаті неодноразового нагріву і охолодження вихідна структура металу із сталі 45 суттєво змінюється [1]. Наплавлений шар при відновленні деталі наплавленням має істотні відмінності за хімічним складом від вихідної структури. Так в структурі відновленої трансформованої поверхні в основному спостерігається перлітна структура з вкрапленнями карбідів (рис.1 а, б, в) [3]. Сам шар має збіднену вуглецеву структуру з частками карбідів розмір яких коливається в межах 0,5 мкм.(рис.1 г, д, е).

Досліджені структури поверхневих зношених, відновлених і зміцнених шарів [1]. Побудовані графічні залежності мікротвердості поверхневого шару при відновленні і зміцненні захисних покриттів.

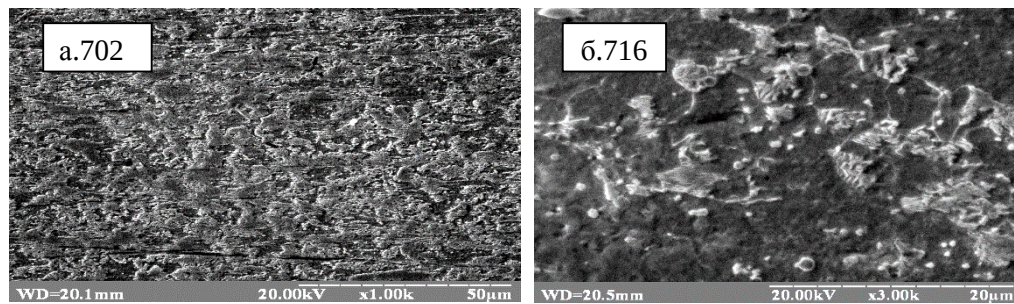


Рис. 1. Мікроструктура поверхні наплавленого шару із сталі 45 з боруванням

Література

1. Чернета О.Г. Дослідження мікроструктури зношених деталей автомобілів із сталі 45 при відновленні і багатократній термічній обробці. /О.Г. Чернета, В.І. Сухомлін, Р.Г. Волощук, Б.П. Середя/. Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади» //м. Луцьк червень 2017 р. – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – Випуск 10(1). – 212-217 с.

УДК 629.113: 621.791

В.В.Перемітько, доктор технічних наук, професор,
Г.С.Задорожній, аспірант

РЕЗЕРВИ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ КУЗОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ АВТОСАМОСКИДІВ

Постановка проблеми

Основним методом видобутку руди є відкритий метод. При цьому головну роль у транспортуванні сировини відіграють самоскиди. Собівартість видобутку зменшується при подовженні терміну експлуатації основних деталей самоскиду [1]. Найбільшою проблемою самоскиду є фізичне зношування його вантажної платформи, так як вона несе на собі основне навантаження. Втрата початкових розмірів та форми відбувається при завантажуванні (ударне старання) та вивантажуванні (механічне стирання) [2]. Задля подовження терміну експлуатації використовують футерування кузову вантажної платформи зносостійкими матеріалами.

Різноманіття умов експлуатації, пов'язане з різною насипною масою гірських порід, глибиною кар'єрів, профілем і якістю дорожнього покриття, висуває підвищені вимоги до надійності кар'єрних автосамоскидів. Найбільш трудомістким і дорогим при ремонті є усунення відмов несучих систем автосамоскидів: балок мостів, рам, корпусів редукторів, кузовів тощо. Отже, для підвищення довговічності згаданих конструкцій необхідно проведення дослідницьких робіт з аналізу їх руйнування і експлуатаційної завантаженості та розробки конструкторсько-технологічних рекомендацій.

Формулювання мети дослідження

На підставі аналізу напрямків підвищення терміну експлуатації кузовів, розглядається доцільність використання при їх ремонті футерувального матеріалу із зональним розподіленням його окремих фрагментів за показниками опірності до зносу.

Виклад основного матеріалу

Раніше було запропоновано та впроваджено використання композитних матеріалів у вигляді біметалевих листів з метою подовження терміну експлуатації кузова та підвищення його вантажопідйомності [3].

Залишається, проте, загроза обмеження очікуваного терміну післяремонтної експлуатації через те, що при достатній залишковій товщині футерувального матеріалу відбувається стирання зварних швів. Останнє зумовлює накопичення під листами гірської маси та спричиняє подальшу деформацію окремих листів. Ще одною проблемою є викривлення листових елементів внаслідок недостатньо щільного прилягання футерувального матеріалу при зварюванні внаслідок складної форми кузова.

Виходячи з цього, рекомендується при футеруванні застосовувати крім металевих і пластмасові композити (поліетилен, поліпропілен), виконуючи кріплення за допомогою комбінованого болтового та клейового з'єднання [4]. Листові матеріали у цьому разі кріпляться до основи кузова за допомогою зварних шпильок з різьбленням, що фіксуються на поверхні основи бункера точковим зварюванням, місця їх встановлення закриваються заглушками та заварюються. Стики плит проварюються ручним екструдером із використанням зварювального прутка. З метою запобігання попаданню матеріалу під поверхню футерування верхня кромка листів футерівок закривається сталевією пластиною.

При транспортуванні та розвантаженні самоскидами вологих і схильних до налипання продуктів (таких як пісок, глина, вугілля, гранульовані хімікати) можливе налипання, примерзання матеріалів до днища, у результаті матеріали дуже довго сходять з кузова. Якщо не проводити чистку кузова, виникає ситуація з неефективним використанням вантажопідйомності самоскида, зносом металевих кузова і істотного збільшення собівартості перевезення. Для попередження налипання рекомендується споряджати кузов рухомими елементами, які приводяться у дію потоком вивантажувального продукту. Подібні елементи будуть цікаві і з точки зору оптимізації руху дисперсних матеріалів відносно днища кузова.

Футерування листовими елементами проводиться як всього кузова самоскида, так і його частини, що найбільш зношуються ділянок кузова. Матеріал футерівки і його товщина вибираються, виходячи з технічних характеристик кузова і матеріалу, що перевозиться в ньому. Пропонується підбір листових фрагментів виконувати диференційовано, у залежності від інтенсивності навантажень (див. рис.).

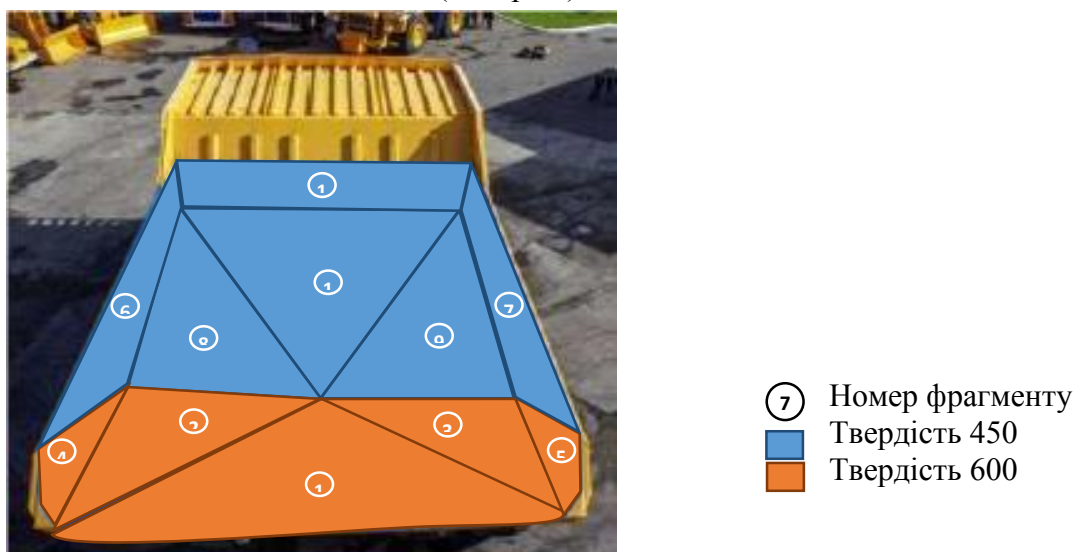


Рис.1. Варіант реалізації диференційованого зміцнення кузова автосамоскиду БелАЗ 75131

Висновки

Резервами відчутного збільшення ресурсу кузовних елементів вантажних автосамоскидів є застосування диференційованого підбору футерувальних листів для різних зон зношеної конструкції, а також впровадження допоміжних рухливих елементів для попередження налипання та зміни характеру руху гранульованих та кускових вантажів.

Список використаної літератури

1. Монастырский Ю. А. Статистический анализ показателей работы карьерных автосамосвалов, как ресурс повышения эффективности их эксплуатации / Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин, И. А. Таран // Науковий вісник національного гірничого університету. 2010. №11-12. С. 66-70.
2. Закалов О.В. Основы тертя та зношування в машинах: Навч. посібник. Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І. Пулюя. 2011. 322 с.
3. Перемітько В.В., Задорожній Г.С. Футерування кузова автосамоскида. Abstracts of I International Scientific and Practical Conference. Berlin, Germany, 2021. 1055-1056 pp.
4. <https://polymerx.com.ua/futervka-gidroizolyaciya-i-obshivka-plastykom/kuzoviv-vantazhnyh-avtomobiliv/>

Секція 3.

ДИНАМІКА МОТОРНО ТРАНСМІСІЙНИХ УСТАНОВОК. ТРАНСПОРТНІ СИСТЕМИ І ЛОГІСТИКА. БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ. ЕКОЛОГІЯ І БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

УДК 656.025.2

Д.З. Шматко, кандидат технічних наук, доцент,**М.В. Сідельніков**, здобувач другого (магістерського) рівня вищої освіти¹Дніпровський державний технічний університет

ОБСТЕЖЕННЯ І АНАЛІЗ ФОРМУВАННЯ ПАСАЖИРОПОТОКУ У ГОДИНИ ЙОГО МАКСИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕННЯ

Постановка проблеми

Проблема транспортного обслуговування населення міста в години максимального пасажиропотоку є дуже актуальною і їй необхідно приділити особливу увагу. Переповнення транспортних засобів в ці години відбивається на стані пасажирів, рівні і якості обслуговування пасажирських перевезень, поломках рухомого складу. Основну увагу необхідно приділити скороченню витрат часу на поїздки і зниженню наповнення автобусів [1].

Формування мети дослідження

Комплексна програма включає: обстеження і аналіз формування пасажиропотоків; розподілення часу початку роботи підприємств і організацій; вдосконалення маршрутної системи; збільшення випуску автобусів в години пік; вдосконалення засобів організації руху; розвиток централізованого керування рухом на маршрутах.

Виклад основного матеріалу

У будь-якому місті або населеному пункті необхідно мати дані комплексного обстеження пасажиропотоків на всіх видах транспорту і періодично уточнювати їх у зв'язку з змінами транспортної мережі і системи маршрутів, а також проводити аналіз показників роботи рухомого складу з точки зору розподілення обсягу перевезень пасажирів по маршрутам. Аналіз розподілення пасажиропотоків показує, що години пік на окремих маршрутах не співпадають і має місце змінення максимальних навантажень по часу на різних маршрутах. У зв'язку з цим на міських автобусних маршрутах доцільно встановлювати в найбільш завантажені періоди внутрішньо годинні нерівномірності розподілення пасажиропотоків і порівнювати з фактичним випуском і розподіленням автобусів по маршрутам. На підставі співставлення виявляють вузькі місця, рівень незадовільного попиту і розробляють заходи по вдосконаленню перевезень, організації і управлінню рухом по конкретним маршрутам. З метою розподілення пасажиропотоків у години їх максимальних значень транспортні об'єднання повинні приймати участь у розробці транспортної частини генерального плану міста [2,3]

До ефективних мір по вдосконаленню обслуговування пасажирів у години максимального пасажиропотоку відноситься оптимізація системи маршрутів, введення скорочених маршрутів, скорочення подвоєних поїздок пасажирів. Безумовно забезпечення максимально можливого випуску автобусів на лінію у години пік являється однією з важливих умов роботи рухомого складу на лінії. Максимальний випуск автобусів на лінію забезпечує мінімальні інтервали руху в години збільшеного пасажиропотоку, а 100 %

регулярність руху — надійність транспортного процесу, яка підкріплена введенням системи планування резерву автобусів у добовому наряді. Резерв встановлюється з урахуванням конкретних умов місця і часу, але не менш 5 % добового випуску. У зв'язку з наявністю в окремих випадках різниці між парком автобусів, які є в наявності, і розрахунковою потребою їх на маршрутах вводять коефіцієнт дефіциту автобусів, який характеризує рівень неможливості задоволення попиту із-за відсутності рухомого складу і необхідності мати резерв. Він визначається співвідношенням списочної кількості автобусів до їх розрахункової кількості [4].

Вдосконалення методів організації руху передбачає організацію руху в години пік, котра повинна бути спрямована на скорочення витрат часу пасажирів на поїздку і наповнення автобусів. Наповнення автобусів в години максимального пасажиропотоку повинно відповідати номінальній місткості і не перевищувати максимальну, як це часто буває. Це досягається виконанням нормативів якості обслуговування при встановленні необхідної кількості автобусів і розподілення їх по маршрутам в години пік, а також підключенням роботи в цей період автобусів з резерву. Швидкість руху автобусів підвищується за рахунок скорочення відстоювання на кінцевих зупинках, виділення спеціальних стрічок руху. Вводяться комбіновані режими руху на маршрутах, коли частина автобусів працює з збільшеними інтервалами руху в звичайному режимі, а інша частина в швидкісному з встановленим і доведеним до пасажирів часом про слідування до кожного вузлового пункту [4].

Висновки

В години максимального пасажиропотоку організовують спарений рух двох автобусів великої або особливо великої місткості на найбільш завантажених маршрутах по одному робочому розкладу, що дозволяє суттєво знизити наповнення рухомого складу. Використання на маршруті автобусів різної місткості дозволяє організувати у години спаду пасажиропотоків роботу автобусів середньої і великої місткості, а в години збільшеного пасажиропотоку — великої і особливо великої місткості.

Список використаної літератури

1. Горяинов А.Н. К вопросу изучения работы автотранспорта в рамках логистической системы / А.Н. Горяинов // Проблемы создания новых машин и технологий. Вип.1/2001 – Кременчуг: КГПУ, 2001 – 61 – 69 с.
2. Канарчук В.Є., Курніков І.П. Виробничі системи на транспорті: підручн. – К.: Вища школа, 1997. – 359 с.
3. Шматко Д.З., Врахування випадкових факторів методами моделювання при розрахунку оптимальної структури парку АТП. Тези доповідей / Д.З. Шматко, О.В. Кочнева, В.В. Персань // Міжнародна наукова конференція „Математичні проблеми технічної механіки”. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2014. – С. 115
4. Шматко Д.З., Коробочка О.М., Авер'янов В.С. Вдосконалення та організація транспортної мережі автобусних міських перевезень: Монографія. — Кам'янське: ДДТУ, 2018. — 155 с.

УДК 629.01

О.О. Сасов¹, кандидат технічних наук, доцент,

Д.М. Бондюк¹, здобувач другого (магістерського) рівня вищої освіти

¹Дніпровський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН ЯКІ ВИДІЛЯЮТЬСЯ З АВТОМОБІЛЬНИХ ШИН ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА УТИЛІЗАЦІЇ

Висока екологічна небезпека автомобільних пневматичних шин обумовлена властивостями більше ста видів хімічних речовин, що виділяються в повітряне і водне середовища при їх експлуатації, обслуговуванні, ремонті, зберіганні та утилізації.

У числі хімічних речовин, що виділяються в найбільших кількостях з шинних гум при кімнатній і підвищеній температурах: продукти деструкції каучуків (мономери) надзвичайно реакційні і токсичні хімічні сполуки; ароматичні вуглеводні - бензол, ксилол, стирол, толуол; попередники канцерогенів - аліфатичні аміни; соканцерогени - сірковуглець, формальдегід, феноли; промотори канцерогенів - діоксид сірі, вуглеводні неароматичного ряду (останні аналогічні вуглеводням (СН_x), що містяться у вихлопних газах двигуна як продукти неповного згорання палива). Найбільш небезпечні канцерогени що виділяються з шин це бенз(а)пірен і інші поліароматичні вуглеводні (виявлено в шинах 15 з'єднань цього класу з 18 відомих), а також N-нітрозаміни (виявлено 4 види цих речовин з 12 відомих). Всі ці речовини входять в список пріоритетних токсикантів, затверджений Міжнародною організацією по дослідженню рака (IARC) і Агентством з довкілля охорони (США).

За оцінкою деяких зарубіжних фірм, з шин виділяється більше канцерогенних речовин, чим з вихлопних газів двигуна або асфальтового дорожнього покриття. Крім того, кількість летючих N-нітрозамінів збільшується в результаті взаємодії деяких компонентів викидів з оксидами азоту, що містяться в повітрі і вихлопних газах. Вторинні аміни, що виділяються з шин, і продукти термічного розпаду прискорювачів вулканізації класу сульфенамідів при взаємодії з високотоксичними оксидами азоту можуть перетворюватися на канцерогенні N-нітрозаміни. У гумах автомобільних шин виявлені наступні речовини цієї групи: N-нітрозодиметиламін, N-нітрозодіетиламін, N-нітрозодібутиламін, N-нітрозоморфолін. Їх вміст в протекторних гумах змінюється від 2,1 до 34,9 мкг/кг, а в летючих продуктах (з урахуванням впливу поверхні і вторинних реакцій утворення) може істотно перевищувати ГДК для N-нітрозамінів, яка в повітрі населених місць складає 50 нг/м³. Ці речовини також добре розчинні у воді (ГДК N-нітрозамінів у воді прісноводних водоймищ 5 нг/літр). За попередньою оцінкою внесок шин в утворення N-нітрозамінів складає 35-40% [1].

Другу групу пріоритетних токсикантів згідно міжнародної класифікації утворюють канцерогенні поліароматичні вуглеводні (ПАВ), вміст яких тільки в протекторі легкових шин досягає 234,4 міліграм/кг. За змістом індикатора наявності ПАВ -бенз(а)пірена - досліджені шинні гуми розрізняються більш, ніж в 3 рази. Як показують результати хімічного аналізу і розрахунки внесок шин у виділення ПАВ навіть більш значний (55-60%), ніж у вихлопних газів. ПАВ не відрізняються високою летючістю або розчинністю у воді, але їх міграція в навколишнє середовище полегшується під впливом підвищених температур, що виникають в матеріалах шини при експлуатації, а також в результаті зносу протектора шин і постійного оновлення поверхні бігової доріжки. Крім того, ПАВ здатні взаємодіяти з іншими речовинами, що виділяються, з утворенням нітро-ПАВ, хлор-ПАВ

(діоксин), гідро-ПАВ і ін. Канцерогенність похідних ПАВ, що утворюються, наприклад 6-нітробенз(а)пірена, вище, ніж ПАВ.

Наступне джерело токсикантів - наповнювачі гум, найчастіше технічний вуглець, що містить ПАВ. Ще одне джерело ПАВ - це мінеральні масла, що вводяться в гумові суміші в кількості до 20% для поліпшення їх властивостей. Найчастіше використовуються ароматичні масла, як найбільш дешеві і доступні, оскільки є відходами виробництва змащувальних мастил. Вони містять 15 - 20% чотирьох- шістикільцевих вуглеводнів, а концентрація бензо(а)пірена в них складає 0,5 - 250 мг/кг.

За даними Шведської організації "КЕМІ" у Швеції від зносу шин утворюється щороку 10.000 тонн шинного пилу, а за оцінкою американських вчених-шинників в США щороку кількість викинутого шинного пилу складає 886.782 тонн. Шинний пил, що утворюється при зносі протектора, при попаданні в легені викликає алергічні реакції, бронхіальну астму, а при контакті із слизистою оболонкою і шкірним покривом - кон'юнктивіт, риніт, кропив'янку.

Виконані дослідження хімічного складу шинного пилу і мілкодисперсного аерозолі, узятих від протекторів різних шин вітчизняного та імпорного виробництва, дозволили зробити наступні висновки:

- у кожному кілограмі шинного пилу і мілкодисперсного аерозолі кількість летючих N- нітрозамінів досягає 70 мкг;
- при експлуатації автотранспорту з шин в навколишнє середовище виділяються великі кількості канцерогенних речовин, що викликають у людини різні онкологічні захворювання.

На відміну від поліароматичних вуглеводнів N-нітрозаміни, що містяться в мілкодисперсному аерозолі, що виділяється автомобільними шинами, небезпечніші для здоров'я людини тому, що вони, при попаданні в бронхи і легені, протягом декількох діб переносяться безпосередньо в кров і лімфу людини за рахунок своєї хорошої розчинності у воді і біологічних рідинах. Наслідки наявності канцерогенних речовин в тканинних рідинах організму медицині добре відомі і часто приводять до летальних результатів.

Унаслідок своєї летючості канцерогенні у вигляді N-нітрозамінів, що викликають рак, здатні виділятися з шинних гум в навколишнє середовище як при експлуатації шин у вигляді пилу і мілкодисперсного аерозолі, так і в газоподібному вигляді навіть при зберіганні гумових виробів.

Аналіз атмосферного повітря свідчить що концентрація N-нітрозамінів в атмосферному повітрі поблизу автомагістралей перевищує гранично-допустимий рівень у декілька разів (ГДК N-нітрозодиметиламіна в атмосферному повітрі рівна 50,0 нг/м³).

З представлених даних можна зробити висновок про те, що по виділенню шкідливих речовин в атмосферу пневматичні шини не поступаються, а іноді і переважають над двигунами внутрішнього згорання. За кордоном роботи по зменшенню негативних дій шин на навколишнє середовище і людину ведуться відповідно до Міжнародних екологічних стандартів серії ISO 14000. Багато зарубіжних країн, такі як Англія, Німеччина, Голландія, Данія, Канада, США, Швейцарія вже ввели національні норми змісту канцерогенних речовин в гумових виробах, навколишньому середовищі, ведуться роботи по нормуванню вуглецевмісного пилу.

Список використаної літератури

1. Сасов.О.О. Аналіз екологічної дії пневматичних автомобільних шин на довкілля і людину на протязі всього "життєвого циклу" шин. / О.О. Сасов, О.В. Безрукавий// LXIV науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. НТУ – Київ, 2008. С. 48.

УДК 65.015.6

О.В. Павленко¹, кандидат технічних наук, доцент alexander6170101@gmail.com**В.В. Чепурний**¹, студент¹ Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

ВИКОРИСТАННЯ МЕРЕЖЕВИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЇ РОЗУМНОЇ ПАРКОВКИ

Автомобілісти великих міст дуже часто вистоюють чергу, щоб припаркувати авто на великих паркінгах, але доки вони стояли у черзі, не залишилося вільних місць або машина за габаритами не підійшла під вільне місце для паркування. Типовий сценарій поведінки водіїв вранці по приїзді на роботу і у вечері біля власної домівки полягає у тривалому пошуку вільного місця для паркування автомобіля. Це призводить до надмірної витрати часу, зменшенню комфорту проживання у містах, нервують власників автомобілів [1, 2, 3].

Метою роботи є покращення якості обслуговування на паркінгах, зменшення витрат на їх утримання, покращення інформативності сервісу за рахунок використання результатів ультразвукових датчиків, а також допомогти автомобілістам швидше та безпечніше припаркувати своє авто, користуючись статистичними даними ультразвукових датчиків, вмонтованих на місцях паркування.

Актуальність теми полягає у стабільному зростанню рівня автомобілізації у містах при обмеженій площі місць для паркування, що спонукає до пошуку нових способів організації процесу створення і роботи системи паркувальних місць.

Зростаюча актуальність теми утворення системи паркування у містах розвинутих країн пояснюється з тим, що темп життя у містах постійно пришвидшується, витрати на проживання зростають, тому люди змушені працювати більше і встигати більше за добу. Деякою мірою витрати часу можна компенсувати зменшенням часу на пересування містом та за його межами. Громадський транспорт не завжди має зупинки біля пунктів призначення і має свій графік руху, який може не співпадати з графіком зустрічей представників бізнесу. Через це люди купують авто і зменшують час у дорозі додому чи у справах. Це означає, що такому сегменту постійно потрібно десь тримати свої транспортні засоби. Найбезпечнішим місцем є парковка. А через те, що постійно кількість машин зростає, виникає необхідність вчасно зрозуміти, чи є сенс заїжджати на даний паркінг, особливо, якщо він великого розміру і має декілька поверхів. Для розв'язання цієї проблеми пропонується поетапне вирішення низки завдань. Для зручності сприйняття запропоновані етапи практичної реалізації системи розумної парковки з використанням мережових технологій показано у табл. 1.

Таблиця 1. Етапи розбудови системи моніторингу вільного місця на паркувальному майданчику

П/Н	Поставленні завдання	Очікуваний результат
1	Визначити наявність вільних місць паркування, які б підходили за висотою та габаритами машини	Зберегти час пошуку місця, можна буде заздалегідь дізнатися про наявність вільних місць та ціну, яка встановлена.
2	Передавати інформацію на сервер статистичних даних	Скоріше буде оброблятися інформація

3	Вивести на електронній карті паркінгу зеленим кольором результати про вільні місця паркування	Комфортність та можливість заздалегідь дізнатися про вільні місця
4	Жовтим кольором показати на електронній карті паркінгу заброньовані місця паркування	Можна побачити, до якої години заброньоване місце парковки. Можна зробити бронювання.
5	Червоним кольором вивести на електронній карті паркінгу інформацію про фактично зайняті місця паркування	Отримати інформацію про зайняте місце.
6	Створити додаток, наприклад з такою назвою «SmartParking», для смартфона для бронювання місця паркування та моніторингу вільних місць паркування	Комфорт, економія часу, інформація про ціну, яка встановлена, моніторинг всіх парковочних місць.
7	Створити сайт, наприклад з такою назвою www.smartparking.ua , для можливості бронювання місця паркування та моніторингу вільних місць паркування через Інтернет	Комфорт, більш детально можна дізнатися про місце парковки авто.

Практичне значення полягає в тому, що якщо заповнювати паркінг поступово поверх за поверхом і одночасно відстежувати, що в певний час не буде підійматися певний клієнт за своїм авто, то можна зекономити на освітленні, опалюванні, вентиляції та прибиранні певної території паркінгу. Реалізація такої системи можлива на основі високого рівня автоматизації безпосередньо у паркінгу і у поєднанні з мережевими інформаційними технологіями. Можливим є об'єднання паркінгів різних власників у єдину мережу.

Запропонований напрямок покращення сервісу з надання послуг паркінгу на основі врахування сучасних вимог водіїв як споживачів послуг можна реалізувати цілком доступними засобами автоматизації та мережових технологій. Кошти, які було таким чином збережено це додаткові гроші, які можна витратити на розвиток даного паркінгу. З точки зору клієнта – це можливість отримати сервіс кращої якості, не треба стояти в черзі, шукаючи місце паркування, іноді марно, бо є вірогідність не встигне зайняти місце. Оскільки потенційний клієнт знатиме, що місце заброньовано, він може розпоряджатися своїм часом більш ефективно.

Список використаної літератури

1. Ibrahim, Hossam El-Din, Car Parking Problem in Urban Areas, Causes and Solutions (November 25, 2017). 1st International Conference on Towards a Better Quality of Life, 2017, Available at SSRN: <https://ssrn.com/abstract=3163473> or <http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.3163473>
2. StudyCorgi. 2022. "Lack of Parking in Big Cities: Reasons, Causes, and Potential Solutions." November 9, 2022. <https://studycorgi.com/lack-of-parking-in-big-cities-reasons-causes-and-potential-solutions/>.
3. Shoup, D. (2018). Parking and the City (1st ed.). Routledge. <https://doi.org/10.4324/9781351019668>.

UDC 621.771.237

I.V. Kruglyak¹, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,

S.S. Chukhno¹, applicant of the third (educational and scientific) level of higher education

R.G. Kryvko¹, applicant for the third (educational and scientific) level of higher education

D.O. Kruglyak², Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

¹Dniprovsky State Technical University

²Zaporizhzhia National University

IMPROVEMENT OF THE DESIGN AND CUTTING OF SHEETS FOR ROAD TRANSPORT

Objective of the research is to increase the durability of flying shears 25×1700 for cutting the front end of the smoothing (roll) before the finishing grouper.

The basic kinematic parameters of the shear blades were determined - the stroke S , speed V and acceleration j , which is dependent on the rotary cut of the drive shaft. Kinematic values were calculated for the rotary range of 0...900 through 200. The results of the kinematic calculations are presented in table 1 and in the form of a graphical dependence on the rotational angle of the drive shaft on the diagrams.

Table 1. Kinematic parameters of knives

	0°	20°	40°	60°	80°	90°
S, m	0	0,005	0,019	0,039	0,065	0,078
$V, m/c$	0	0,1739	0,322	0,4252	0,4707	0,471
$J, m/c^2$	3,209	2,97	2,28	1,35	0,27	-0,25

The dependence of the slider path on the angle of rotation of the drive shaft, the slider speed on the angle of rotation of the drive shaft, and the slider acceleration on the angle of rotation of the drive shaft was obtained.

Table 2. Power parameters of scissors

	0°	20°	40°	60°	80°	90°
m_k, M	0,0141	0,042	0,0634	0,0818	0,089	0,0891
P, MH	20	2,74	1,41	1,1	0,955	0,951

To reduce the dynamic loads during cutting, the upper knife is a chevron with an angle of inclination of 1:62

After calculating from the drawing, we find the moments of inertia of the masses: two crankshaft drive gears of 10 kN-m²; two crankshafts of 1.5 kN-m²; two calipers with levers of 1.5 kN-m², the moment of inertia of the motor armature is reduced to the drive gear shaft of 25 kN-m². The total moment of inertia on the scissors drive gear shaft is $J = 38 \text{ kN-m}^2$. According to the current technology [TU-226-P.GL.-01-2014], the maximum thickness of the slabs rolled on a slabbing mill made of steel grade DI61U (10X18H10T) is 130 mm and was set based on the calculation of rolling ingots of type 10-11 (strip width from 1050 to 1250 mm). With this slab thickness, two slabs are rolled from a type 9 ingot (strip widths of 850 to 950 mm) with a length of 4700 mm, the maximum allowable for the hot strip mill's methodical furnaces. At the same time, up to 200 mm of usable metal is scrapped. It is more expedient to make the bulk of

DI61U(10X18H10T) steel from type 9 ingots. When stripping slabs, the loss of metal into chips, ceteris paribus, is directly related to the area (length) of the slabs being processed.

Thus, in order to save metal for rolled products, it is advisable to increase the slab thickness to 140 mm when producing slabs from DI61U(10X18H10T) grade to ensure optimal cutting of type 9 ingots.

List of references

1. Nikolaev V.A. Hot rolling of strips and sheets. Part I. Zaporizhzhya: ZGIA, 2003. -161 p.
2. Shtekhno O.N., Movshovich V.S. Slab heating and strip rolling on a continuous hot strip mill 1680. Technological instruction: TU-226-P.GL.-01-2000: Zaporizhstal, 2000. - 160 p.
3. Nikolaev V.A. Hot rolling of strips and sheets. Study guide in 2 parts. Part 1. Zaporizhzhya, ZGIA, 2003. - 158p.

УДК 661.97; 662.7

О.Ю. Крот¹, доктор технічних наук, професор,

О.П. Крот¹, доктор технічних наук, професор,

О.В. Пуховой², аспірант,

¹Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

²Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАЛУЧЕННЯ ВУГЛЕКИСЛОГО ГАЗУ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ПАЛИВА

Постановка проблеми

Поряд з метаном і оксидом азоту вуглекислий газ є причиною парникового ефекту. За епоху індустріалізації обсяг цього газу збільшився більш, ніж на 30% [1]. Вуглекислотний слід і рекомендації з його визначення описані у ISO 14067:2018 (Greenhouse gases – Carbon footprint of products – Requirements and guidelines for quantification). Подальше збільшення об'ємів цього газу в атмосфері може привести до екологічної катастрофи. Серед найбільших за валовим обсягом «постачальників» CO₂ в атмосферу є теплові станції, транспорт та виробництва будівельних матеріалів.

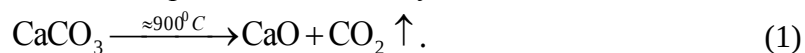
Формування мети дослідження

CO₂ вважається молекулою з високою стабільністю, і більшість реакцій, де будуть задіяні вуглекислий газ і органічні компоненти, будуть проходити з залученням великої кількості енергії [2] (або ці компоненти повинні забезпечувати великий рівень енергії). Пошук раціональних методів залучення виробленого CO₂ є популярним напрямком досліджень на протязі багатьох років і буде залишатися складною задачею.

Виклад основного матеріалу

Застосування вуглекислого газу у виробничих технологіях відбувається за багатьма напрямками. Найбільш поширеним природним напрямком є процес фотосинтезу. Подача CO₂ у теплиці у необхідній концентрації забезпечує кращу урожайність; ефективність цього навіть більше, ніж застосування мінеральних добрив.

Дуже суттєвими виробниками CO₂ є виробництва цементу і вапна:



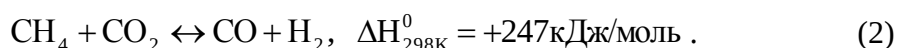
Переробка за цією реакцією 1000кг вапняку (чи крейди) CaCO_3 супроводжується виділенням в атмосферу 440кг CO_2 . Крім того, до цієї кількості додається вуглекислий газ, що є продуктом згоряння палива у печі, де обпалюється CaCO_3 . Вважають, що частки кожного з цих двох джерел надходження CO_2 на цементному заводі складають відповідно 60% і 40% [3]. І, хоча для процесу горіння застосовується повітря з великим надлишком, концентрація CO_2 на виході з цементних печей і печей для обпалу вапняку досить висока – від 20% до 40%. Це значно більше, наприклад, ніж концентрація CO_2 у вихлопних газах автотранспорту (1–16% у бензинових двигунів, 1–10% у дизелів). Звичайно, відомими є способи уловлювання вуглекислого газу навіть з атмосфери, але концентрація може бути вирішальним фактором у виборі технологій утилізації CO_2 .

Великий потенціал щодо залучення CO_2 має галузь виробництва будівельних матеріалів. Реакція $\text{CO}_2 + \text{CaO} = \text{CaCO}_3$ (зворотна до реакції (1)) дозволяє отримати міцний водостійкий мінерал (вапняк), що скріплює між собою частинки заповнювача при виготовленні будівельних виробів чи товарного бетону. Більш інтенсивному залученню CO_2 до структуроутворення сприяє механічна активація бетонної суміші.

Деякий, досить великий, обсяг залучення CO_2 здатні забезпечити технології виготовлення сечовини $2\text{NH}_3 + \text{CO}_2 \rightarrow \text{CO}(\text{NH}_2)_2 + \text{H}_2\text{O}$ і метанолу $3\text{H}_2 + \text{CO}_2 \rightarrow \text{H}_3\text{COH} + \text{H}_2\text{O}$. Багато технологій синтезу метанолу засновано на конверсії синтез-газу (суміші CO і H_2) з певною кількістю CO_2 (від 2 до 6%) [2].

Інший перспективний напрям залучення CO_2 – застосування його для виготовлення синтез-газу (суміші CO і H_2 у різних концентраціях – від 1:1 до 1:3). Він може бути застосований не тільки для спалювання з отриманням тепла, але і для одержання оксиду вуглецю та водню, синтезу метанолу, виготовлення альдегідів, синтезу Фішера-Тропша.

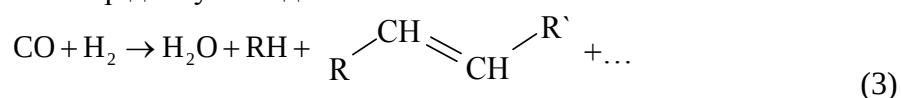
Серед відомих трьох способів отримання синтез-газу найбільш перспективною вважають технологію сухого (вуглекислотного) риформінгу (конверсії) метану (Dry Reforming of Methane) [2].



Привабливість сухого риформінгу у тому, що не потрібно витрачати багато енергії на приготування пари (як при мокрому риформінгу). Крім того, можна отримувати синтез-газ з більш високим вмістом CO , чого не можливо досягти при мокрому риформінгу [2].

На даний час найбільш близькою до технології Dry Reforming of Methane є промислова технологія, описана у [4]. Застосовується каталізатор на основі нікелю (що є оптимальним з точки зору співвідношення «вартість-ефективність»). Закоксовуванню каталізатора запобігає застосування тиску, близького до атмосферного, забезпечуючи високий парціальний тиск CO_2 [2].

Наступним (після риформінгу) може бути процес Фішера-Тропша - хімічна реакція, що відбувається в присутності каталізаторів (Ru, Co, Fe, Ni) в якій монооксид вуглецю CO та водень H_2 перетворюються на рідкі вуглеводні.



Зазвичай виробляються легкі вуглеводні (синтетичний бензин); виготовлення важких вуглеводнів за цією реакцією неефективне через швидке отруєння каталізаторів.

Висновки

Серед розглянутих джерел надходження вуглекислого газу в атмосферу великими постачальниками виявляються виробники цементу та вапна. Концентрація CO_2 у їхніх викидах є досить високими для застосування у технологіях наступного залучення CO_2 . Крім застосування висококонцентрованих вуглекислотних викидів у виробництві будівельних

матеріалів перспективним є сухий риформінг (конверсія) метану. Продуктом цієї технології є синтез-газ з більш високим вмістом монооксиду вуглецю, що є цінною сировиною і може бути застосований для виготовлення легких рідких вуглеводнів, зокрема синтетичного бензину.

Список використаної літератури

1. Getting something back from carbon dioxide (Scott Capper)
https://www.swissinfo.ch/eng/sci-tech/co2_getting-something-back-from-carbon-dioxide/38317720
2. Catalytic Dry Reforming of Methane: Insights from Model Systems. Dr. Knut Wittich, Dr. Michael Krämer, Dr. Nils Bottke, Dr. Stephan Andreas Schunk. Volume 12, Issue 8. April 20, 2020. Pages 2130-2147. <https://doi.org/10.1002/cctc.201902142>
3. Cement Manufacturing: Ways to Reduce CO₂ Emissions. Mario Honrubia
<https://www.ennomotive.com/cement-manufacturing-emissions/>.
4. G. Kurz, S. Teuner, Erdöl und Kohle, Erdgas, Petrochemie – Hydrocarbon Technology, 1990, 43, 171.

УДК 629.021

О.С. Лиходій¹, кандидат технічних наук, доцент,

О.М. Ракаєв¹, інженер,

Р.О. Гела¹, інженер,

¹ Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

ВИЗНАЧЕННЯ СЕРЕДНІХ ШВИДКОСТЕЙ РУХУ КТЗ, ПРИЗНАЧЕНИХ ДЛЯ МІЖМІСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Постановка проблеми

Дослідженнями [1] доведена доцільність використання в механічних трансмісіях багатоступінчастих коробок передач для КТЗ, призначених для міжміських перевезень. Розрахунки деталей елементів механічної трансмісії на довговічність передбачають визначення навантажувальних режимів [2], що, в свою чергу, потребують наявності наступних параметрів: час використання та середні значення технічних швидкостей КТЗ для відповідних передач в коробці зміни передач (роздавальній коробці) впродовж міжремонтного циклу. Перший параметр в технічній літературі [1, 3] представлено достатньо. Другий параметр, як зазначено у [1], визначається через коефіцієнт середньої швидкості руху, що залежить від умов руху та питомої потужності КТЗ, знаходиться в межах 0,5...0,75. Для практичного використання цього недостатньо.

Формування мети дослідження

Шляхом теоретичних досліджень перевірити доцільність використання рекомендацій [1], стосовно діапазону коефіцієнтів середніх швидкостей руху КТЗ, призначених для міжміських перевезень.

Виклад основного матеріалу

Середні швидкості руху визначались відношенням шляху, який автомобіль долає під час проходження заданого маршруту до часу роботи автомобіля на відповідній передачі в коробці зміни передач (КЗП), за методикою [2]. При моделюванні маршруту не врахований

додатковий опір при русі КТЗ по криволінійній траєкторії, унаслідок кутів відведення, що змінюються. Всі розрахунки проводилися з урахуванням роботи двигуна за ЗШХ. Наступним етапом визначались коефіцієнти середніх швидкостей руху КТЗ, призначених для міжміських перевезень за формулою:

$$K_j = V_j^{cep} / V_j^{max}, \quad (1)$$

де V_j^{max} – максимальна швидкість руху КТЗ на відповідній передачі КЗП.

Для вирішення цієї задачі використовували технічні параметри сідельного автопоїзда та вантажного автомобіля при застосуванні в трансмісіях коробок зміни передач з різною їх кількістю. Також, розроблена імітаційна модель в графічному середовищі програмування Simulink на основі МАТАВ (рис. 1), яка дозволила при мінімальних зусиллях з достатньою швидкістю розрахунків визначити необхідні кінематичні параметри руху КТЗ з можливістю моделювання як випробувального маршруту так і режимів руху. Додатково, є можливість визначити середню технічну швидкість руху КТЗ при подоланні всього випробувального маршруту.

В якості прикладу представимо фрагмент таблиці коефіцієнтів середніх швидкостей руху сідельного автопоїзда з різними за кількістю передач коробками зміни передач в трансмісії (табл. 1).

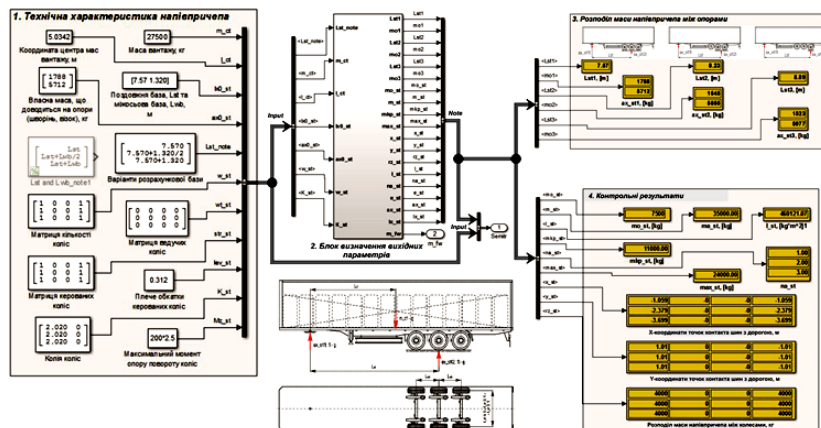


Рис. 1 Загальний вигляд імітаційної динамічної моделі руху автопоїзда

Таблиця 1

Коефіцієнти середніх швидкостей руху автопоїздів

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI
	$i_{K3П} = 11,13^{*2}$															
$i_e < 10$	0,629	0,820	0,834	0,845	0,852	0,856	0,863	0,875	0,892	0,905	0,895	0,828				
$i_e = 10$	0,626	0,779	0,817	0,828	0,835	0,839	0,846	0,858	0,874	0,887	0,913	0,845				
$i_e < 10$	0,628	0,833	0,846	0,853	0,859	0,866	0,875	0,887	0,900	0,912	0,920	0,919	0,903	0,866		
$i_e = 10$	0,625	0,811	0,834	0,840	0,846	0,853	0,862	0,874	0,887	0,898	0,902	0,901	0,892	0,883		
$i_e < 10$	0,628	0,845	0,856	0,863	0,869	0,874	0,879	0,886	0,893	0,901	0,909	0,916	0,920	0,920	0,913	0,897
$i_e = 10$	0,624	0,787	0,829	0,846	0,852	0,857	0,861	0,868	0,875	0,883	0,891	0,898	0,902	0,902	0,898	0,893

Висновки

Як видно з фрагменту табл. 1, рекомендацій [2] щодо визначення коефіцієнтів середніх швидкостей руху КТЗ міжміського призначення недостатньо, є потреба продовжити подібні дослідження для КТЗ, призначених для переважної експлуатації в міському, змішаному циклах та для КТЗ підвищеної прохідності.

Список використаної літератури

1. Лиходій О. С. Обґрунтування вибору джерела енергії для вантажних автомобілів міжміського призначення / О. С. Лиходій, В. В. Богомолов, В. І. Ригальов // Наукові праці Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції, присвяченої До дня автомобіліста та дорожника «Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців» 19-21 жовтня 2022 року. – Х : ХНАДУ, 2022, С. 13-15.

2. ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання. Частина 1 – змістовий модуль 1. Основи проектування автомобілів / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина, Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 96 с.

3. Дячук М. В. Режими втомного навантаження елементів трансмісії міжміських транспортних засобів / М. В. Дячук, О. С. Лиходій, Є. Л. Свиридчук // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. №4(135) – Дніпро: ДВНЗ ПДАБА, 2009. С. 26-30.

УДК 616-093

В.В. Багрій, кандидат технічних наук, доцент,
Р.В. Волошин, старший викладач, магістр,
М.А. Кругляк, магістр

Дніпровський державний технічний університет

МІКРОПРОЦЕСОРНИЙ ПРИЛАД КОНТРОЛЮ, ОЦІНЮВАННЯ ТА ДІАГНОСТИКИ СТАНУ ВОДІЯ НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ЕКГ

Постановка проблеми

У сучасних медичних дослідженнях, направлених на вирішення задач діагностики, продовжує зберігатися великий інтерес до методів аналізу електрокардіограм. Використання оцінювання отриманих результатів дозволяє діагностувати широкий діапазон серцевих захворювань від незначних до небезпечних для життя. Аналіз літературних джерел про методи та засоби діагностики електричної активності серця свідчать про те, що дослідження розвивалися переважно в двох напрямках: аналіз ЕКГ в часовій [1,2] та частотній [3] областях. Така методика контролю, оцінювання та діагностики необхідна доля контролю за станом водія перед виїздом на маршрут.

Формування мети дослідження

Метою дослідження є розробка компактного мікропроцесорного пристрою для реєстрації та подальшої обробки кардіосигналу (роботи серця) водія.

Виклад основного матеріалу

Фізичні методи дослідження біопотенціалів, що генеруються тканинами та органами людини, дозволяють одержувати інформацію про стан фізіологічних процесів та відображають функціональний стан організму людини. У сучасних медичних дослідженнях, направлених на вирішення задач діагностики, продовжує зберігатися великий інтерес до методів аналізу електрокардіограм. Вирішення поставленої задачі реалізовано на концепції віртуального приладу, що можливо внаслідок використання програмного середовища графічного програмування LabVIEW яке широко використовується в промисловості і науково-дослідних лабораторіях як стандартний інструмент для збору даних і управління приладами [4].

Дослідження ЕКГ в частотній області дозволяє отримати додаткову діагностичну інформацію. Для цього використовують методи спектрального аналізу, що надають можливість оцінити амплітуду, частоту, та початкову фазу гармонічних складових сигналу. В основі спектральних методів лежить метод перетворення Фур'є, зокрема, швидкого перетворення Фур'є [3, 4].

Для обробки тривалих записів реальних ЕКГ потрібно забезпечити відносно високу роздільну здатність сигналу по частоті і за часом.

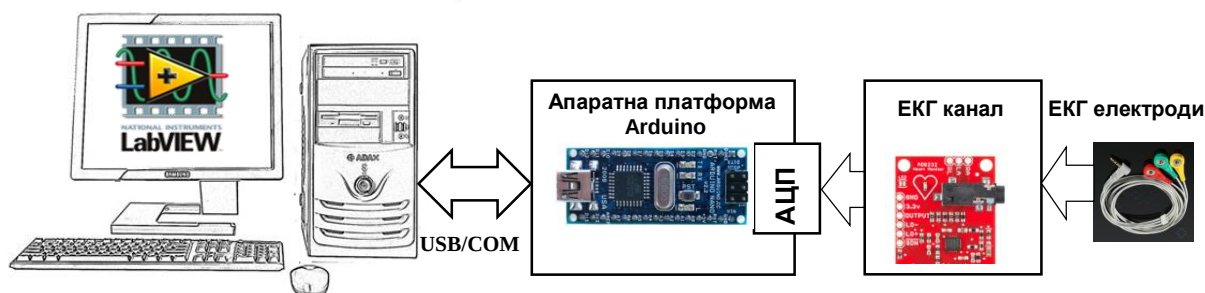


Рис. 1 Структурна схема ЕКГ комплексу

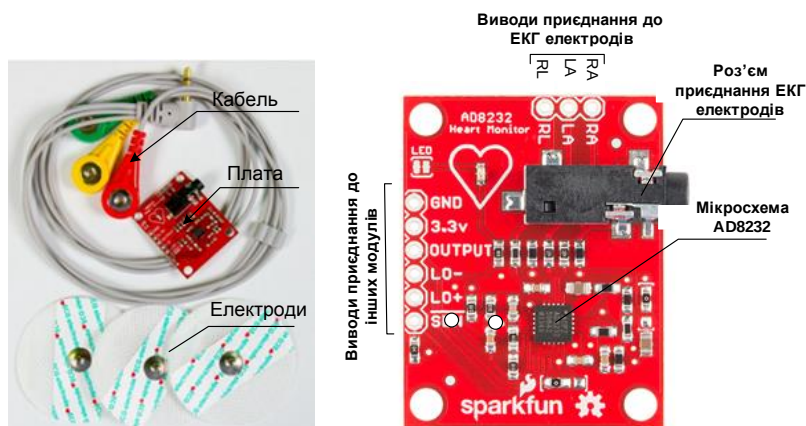


Рис. 2 Модуль на базі AD8232: а — загальний вигляд, б — плата модуля

Аналіз результатів отриманих методом обробки одноканальної ЕКГ у фазовому просторі координат, незважаючи на обмеженість інформативності, підтверджує придатність для оперативного контролю функціонального стану серцевої діяльності водія та дозволяє виявляти *приховані ознаки порушень* (рис. 3).

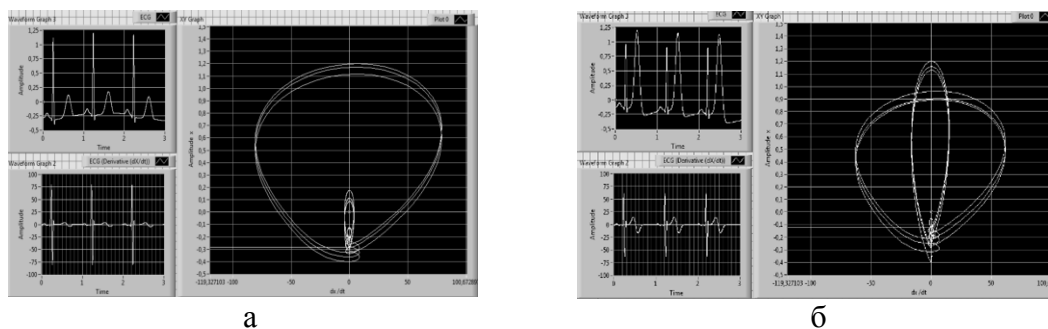


Рис. 6 Приклади фазових портретів кардіосигналів: здорової (а) та хворої (б) людини

Висновки

Розроблений портативний мікропроцесорний пристрій дозволяє здійснювати вибіркоковий контроль та реєстрацію ЕКГ водія в режимі реального часу з одночасною візуалізацією даних на екрані монітора комп'ютера. Також можливо робити запис результатів проведеного дослідження та даних для кожного конкретного пацієнта (водія) у файл.

Прилад не відноситься до медичного обладнання, а призначений для діагностичного контролю серцевої діяльності в умовах виробництва і дозволяє виявляти початкові ознаки відхилень в роботі серця водія.

Список використаної літератури

1. Калиниченко А.Н., Гончаренко Ю.И., Родин А.И. Анализ спектральных параметров variability сердечного ритма в реальном масштабе времени. Биотехнические системы в медицине и биологии: СПб: Политехника, 2002. 238 с.
2. Иванов Г.Г. Новые методы анализа электрокардиограммы: Москва: Функциональная диагностика, 2008. 260 с.
3. Омельченко В.А. Основы спектральной теории распознавания сигналов: Киев: Высшая школа, 1983. 156 с.
4. Пейч Л. И., Точилин Д. А., Поллак Б. П. LabVIEW для новичков и специалистов: М.: Горячая линия, Телеком. 2004. 384 с.
5. Джон Хофман. Освоение Arduino. Проектный подход к электронике, схемам и программированию: Самиздат, 2018. 306 с.

УДК 656.073

С.М. Турпак¹, доктор технічних наук, професор,

О.О. Острогляд¹, кандидат технічних наук,

Р.В.Сиваш¹, сполучач

¹Національний університет «Запорізька політехніка»

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ДОСТАВКИ ГРАНПЕКУ ДО РІЧКОВОГО ПОРТУ В УМОВАХ ПРАТ «ЗАПОРІЖКОКС»

Постановка проблеми

Підприємство ПрАТ «Запоріжжкокс» динамічно розвивається, важливим важелем цього процесу є використання логістичного підходу [1] до організації процесів доставки готової продукції. Але використання традиційного для підприємства підходу з доставки гранпеку залізничним транспортом не є достатньо ефективною через складний маршрут руху.

На теперішній час збудована досить потужна виробнича лінія, яка має зручне розташування з позиції можливості організації перевезень як залізничним, так і автомобільним транспортом. За традиційним підходом до організації роботи із Запорізьким річковим портом, Запоріжжю здійснює перевезення пеку залізничним транспортом.

Проте існуючий за планом формування поїздів (з урахуванням особливостей взаємного розташування станції примикання до підприємства) маршрут руху залізничним транспортом не є раціональним, оскільки суттєво відхиляється від географічної лінії з'єднання підприємства та порту. Існують зручні, пристосовані для руху вантажного транспорту автомобільні шляхи, які поєднують Запоріжжю із річковим портом м. Запоріжжя.

Формування мети дослідження

На підставі проведеного аналізу можна стверджувати про необхідність удосконалення існуючої технології організації доставки гранульованого пеку до річкового порту. Для досягнення поставленої мети доцільно виконати дослідження щодо можливості використання автомобільного транспорту при транспортуванні гранульованого пеку до пункту перевантаження на річковий транспорт.

Виклад основного матеріалу

Для удосконалення досліджуваної технології використовувався метод імітаційного моделювання. Для цього було виконано статистичний аналіз вантажопотоку та розроблено імітаційну модель функціонування транспортної системи доставки пеку із застосуванням встановлених при дослідженні законів розподілу випадкової величини параметрів моделювання.

Випадковими величинами в моделі виступають значення тривалості навантаження вагонів гранпеком та тривалість знаходження вагонів з гранпеком на коліях Запоріжжю. Аналіз розподілів цих випадкових величин свідчить про відповідність експоненціальному (навантаження) та нормальному закону (тривалість знаходження на підприємстві) [2].

На рисунку 1 наведено схему транспортної мережі, яку створено в програмному середовищі Енілоджік. Згідно заданої схеми було відтворено логіку всіх транспортних процесів, що відбуваються в досліджуваній системі.

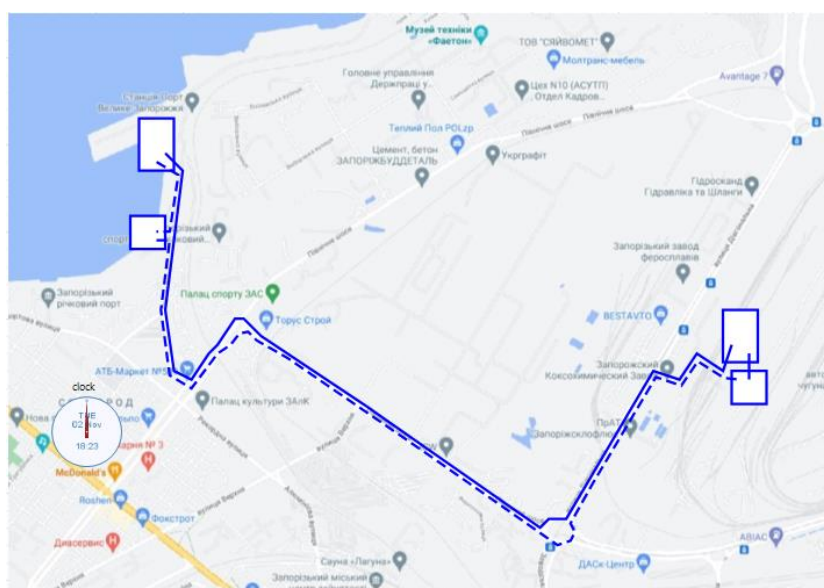


Рисунок 1 - Схема транспортної мережі

Розроблена модель дозволяє відстежувати ці процеси, та проводити різні експерименти в умовах зміни параметрів їх протікання.

Спостереження за роботою моделі здійснюється шляхом аналізу діаграм даних визначених розробником показників.

Результати проведених експериментів на розробленій моделі представлені у вигляді гістограм. На рисунку 2 наведена отримана гістограма розподілу випадкової величини (сгенеровані числа) часу навантаження автотранспортних засобів.

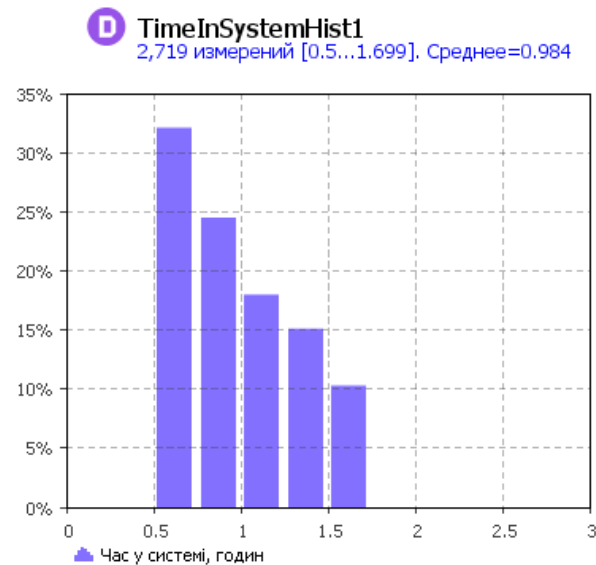


Рисунок 2 - Гістограма розподілу випадкової величини часу навантаження автотранспортних засобів

На рисунку 3 показаний розподіл тривалості знаходження вантажних місць у системі, яка досліджується.

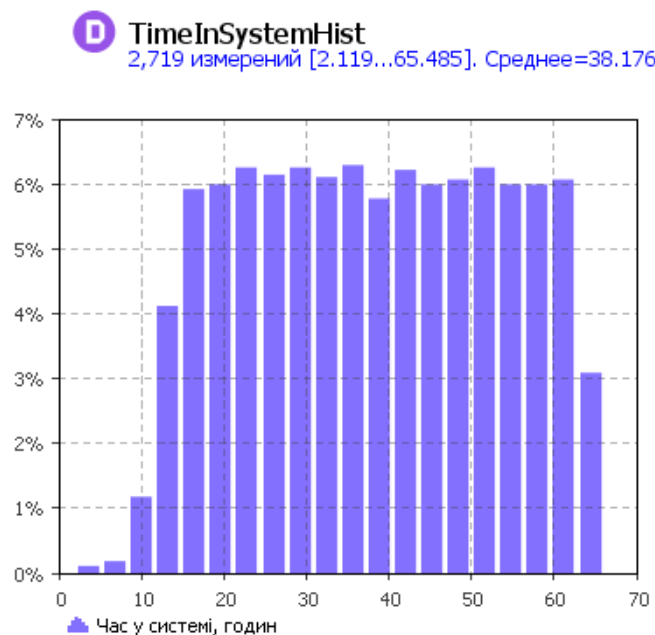


Рисунок 3 - Розподіл тривалості знаходження вантажних місць у системі

Висновки

В дослідженні був виконаний статистичний аналіз параметрів функціонування існуючої системи доставки пеку та запропоновано використання автомобільного транспорту замість залізничного.

На основі результатів моделювання встановлено, що тривалість знаходження вантажного місця у системі – у середньому 38, а максимально - до 65 годин, відповідає існуючим умовам та розмірам складу зберігання готової продукції.

Доцільність використання автомобільного транспорту підтверджується економічними розрахунками.

Список використаної літератури

1. Турпак С. М. Логістичні системи управління залізничним транспортом металургійних підприємств: монографія. Херсон : Грін Д. С., 2015. 264 с.
2. Кузькін О.Ф., Лашених О.А., Турпак С.М. Імовірнісні і статистико-експериментальні методи аналізу транспортних систем: навчальний посібник. Запоріжжя: ЗНТУ, 2013. 371с.

УДК 343.148.63

О. Л. Ляшук¹, доктор технічних наук, професор, перший проректор,

Ю. Д. Бодоряк², завідувач сектору автотехнічних досліджень,

Ю. А. Шминдюк², старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень,

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

²Тернопільський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України

ПЕРСПЕКТИВНІ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРИ ПРОВЕДЕННІ АВТОТЕХНІЧНИХ ЕКСПЕРТИЗ

Як відомо, одним з основних завдань автотехнічної експертизи є встановлення несправностей транспортного засобу, які загрожували безпеці руху, причин їх утворення та часу виникнення (до дорожньо-транспортної пригоди (далі – ДТП) чи внаслідок неї або після неї), можливості виявлення несправності звичайно застосованими методами контролю за технічним станом транспортного засобу; визначення механізму впливу несправності на виникнення та розвиток ДТП, а також установлення механізму ДТП та її елементів, установлення відповідності дій водія транспортного засобу (далі – ТЗ) у даній дорожній ситуації технічним вимогам Правил дорожнього руху, встановлення причинно-наслідкового зв'язку між діями водія та ДТП.

Експертиза технічного стану ТЗ проводиться для ідентифікації несправностей, заводських дефектів, механічних недоліків. Проведення експертизи технічного стану ТЗ передбачає експертне обстеження вузлів, механізмів, агрегатів ТЗ, що могли мати вплив на безпеку керування останнім. В процесі її проведення не тільки виконується ідентифікація несправностей, але визначаються причини виникнення неполадок. Окрім того, встановлюється відповідність систем (елементів систем), несправності яких можуть впливати на безпеку руху, вимогам Правил дорожнього руху України.

Судовою експертизою в дослідженні технічного стану ТЗ використовуються техніко-діагностичні методи з застосуванням діагностичної апаратури та стендів, ходових випробувань, експрес-діагностики, загальної діагностики, по-елементної діагностики і

поглибленого дослідження. Кожен з цих методів має свою специфіку і призначений для вирішення певних завдань. Ходовими випробуваннями досліджуються в більшості випадків ТЗ, у яких при візуальному огляді не виявлено значних механічних ушкоджень, які свідчать про зниження працездатності або відмову робочих систем. В аналогічних випадках для дослідження може застосовуватися і діагностична апаратура.

Зокрема, визначення чисельних показників ефективності гальмових систем можливе з використанням сучасних деселерометрів (типу «Ефект-02», «VZM 300», «DMA 200» та ін.). В свою чергу, для дослідження технічного стану світлових приладів вже необхідним є застосування сучасних фотометрів, діапазон вимірювання яких є достатнім для вимірювання чисельних показників характеристик світлових приладів (дослідження фар із газорозрядними та світлодіодними джерелами світла). Використання приладів для визначення кількісного (відсоткового) вмісту води у гальмових рідинах дозволяє встановлювати відповідність якості застосованої рідини вимогам заводів-виробників транспортних засобів.

Також в практиці роботи науково-дослідних експертно-криміналістичних центрів МВС є досвід використання лазерних тривимірних сканерів (типу LIDAR) з подальшим формуванням тривимірного зображення у вигляді хмари точок. Застосування подібних лазерних сканерів дозволяє точно зафіксувати у вигляді цифрової моделі розташування великого числа слідів (наприклад уламків деталей транспортних засобів) і є доцільним за наявності такої необхідності. Поряд з цим є можливим використання безпілотних керованих літальних апаратів для аерофотозйомки ділянки дороги, на якій відбулась дорожньо-транспортна пригода, що в подальшому спрощує створення масштабних моделей та проведення автотехнічних досліджень. Перспективним видається поєднання обох вищевказаних методів фіксації слідової інформації, коли лазерне сканування проводиться не з наземного апарату, а з мобільного керованого пристрою.

На етапі проведення автотехнічних експертиз не обійтись без новітніх інформаційних технологій, які дають змогу дослідити ДТП у всіх її фазах, встановити науково обґрунтовану характеристику події, визначити об'єктивні причини ДТП аналізуючи поведінку її учасників. Так, експерти-автотехніки використовують прикладні програми для масштабного графічного відображення слідової інформації (як приклад – «Corel-Draw»), демонстраційні (симуляційні) програми, що відображають у двовірному (2D) або тривимірному (3D) форматі рух та взаємодію учасників ДТП («CYBID V-SIM», «PC-Crash» та ін.) рис. 1.

Об'єктивному аналізу обставин ДТП та можливості відтворення останніх сприяло встановлення у сучасних автомобільних транспортних засобах бортових реєстраторів даних про події (англ. – Event Data Recorder (далі – EDR). Конструктивно це вдалося реалізувати за рахунок оснащення керуючих модулів систем повітряних подушок безпеки функцією запису передаварійної інформації. На сьогоднішній день, у державах з розвинутими технологіями, слідчими при розслідуванні ДТП активно використовується отримана з EDR передаварійна інформація про параметри руху автомобіля та вплив водія на органи його керування. Для цього до сертифікованих станцій технічного обслуговування направляються автомобілі, що потрапили в ДТП, або демонтовані з них модулі EDR. Слід зазначити, що отримати передаварійну інформацію з EDR можливо за допомогою мобільних універсальних мультимарочних систем пошуку (таких як Crash Data Retrieval System виробництва «Bosch»). Отримання передаварійних даних з EDR може проводитись безпосередньо на місці ДТП або за місцем зберігання автомобілів.

Підсумовуючи, слід відзначити, що застосування сучасного обладнання та програмного забезпечення при проведенні автотехнічних експертиз значно підвищує якість їх виконання, дозволяє зменшити витрати часу і сприяє всебічному та науково-обґрунтованому їх проведенню.

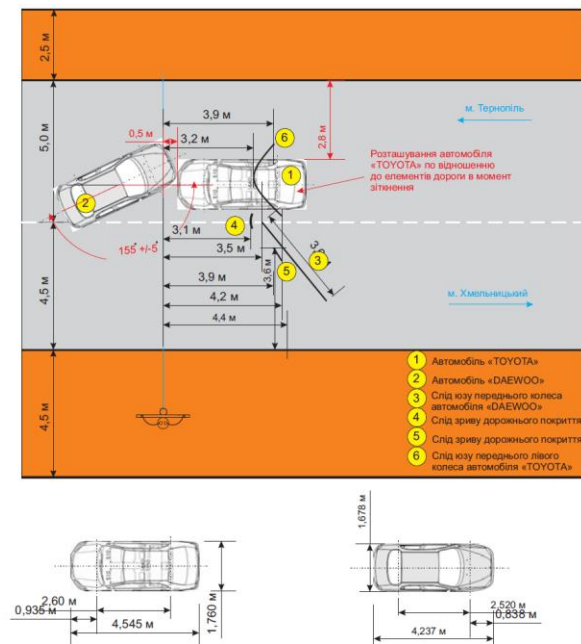


Рис. 1 Створення симуляції у двовимірному (2D) форматі про взаємодію учасників ДТП за допомогою програм «Corel-Draw» та «CYBID V-SIM»

Список використаної літератури:

1. ДСТУ 3649-2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Чинний від 2011-07-01]. Вид. офіц. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 28 с.
2. Актуальні питання автотехнічної експертизи / авт.-уклад. С. О. Шевцов, К.В. Дубонос. – Х.: СПД-ФО Чальцев О.В., 2006. 76 с.: іл.
3. Науково-технічні засоби в експертній практиці: концептуальні заходи: Метод. посіб. / М-во внутр. справ України; Держ. наук.-дослід. експерт.-криміналіст. центр [Авт.-упоряд.: С. І. Перлін, С. О. Шевцов]. – Х.: ФО-П Чальцев О. В., 2009. 152 с.
4. Організаційні питання взаємодії слідчих і експертних підрозділів при огляді місць скоєння дорожньо-транспортних пригод та розслідуванні вказаної категорії правопорушень. Порядок призначення та проведення експертиз / Авт.-уклад. Ю. О. Пілюков, Ю. Д. Бодоряк, О. В. Проскураков. – Тернопіль, НДЕКЦ при УМВС України в Тернопільській області, 2013. 68 с.
5. CYBID V-SIM 4.0. Моделирование движения и столкновений автотранспортных средств. Руководство пользователя. Краков. 2018. Версия документа 1.0 (версия программы 4.0). Лицензия номер: 67D6D200 (Електронна версія, формат pdf).

УДК 519.8

¹Тарандушка Л.А., доктор технічних наук, професор,¹Тарандушка І.П., старший викладач,¹Чорномор Я.В., студент,¹Черкаський державний технологічний університет

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНСПОРТНОЇ ІНФРАСТРУКТУРИ МІСТ ЗА РАХУНОК РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ЗАРЯДНИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

Постановка проблеми

На сьогоднішній день, одним із найскладніших моментів, що утримують розповсюдження електромобілів та електроциклів в містах країни є відсутність зручної інфраструктури для їх використання, а саме недостатня кількість зарядних станцій для них.

Для того, щоб замінити бензинові транспортні засоби на більш екологічні – електричні необхідно збільшити кількість зарядних станцій. Так як не завжди є можливість будівництва електропідстанцій для їх живлення в різних куточках міста, то пропонується застосовувати електростанції, що живляться від сонячної енергії.

Формування мети дослідження

Виконавши аналіз щодо кількості зарядних електростанцій для транспортних засобів можна зробити висновок, що їх є недостатня кількість в Україні для популяризації електротранспорту. Потенціал річного виробітку сонячної електроенергії в Україні (рис. 1) дає впевненість в реальності реалізації даного проекту [1].

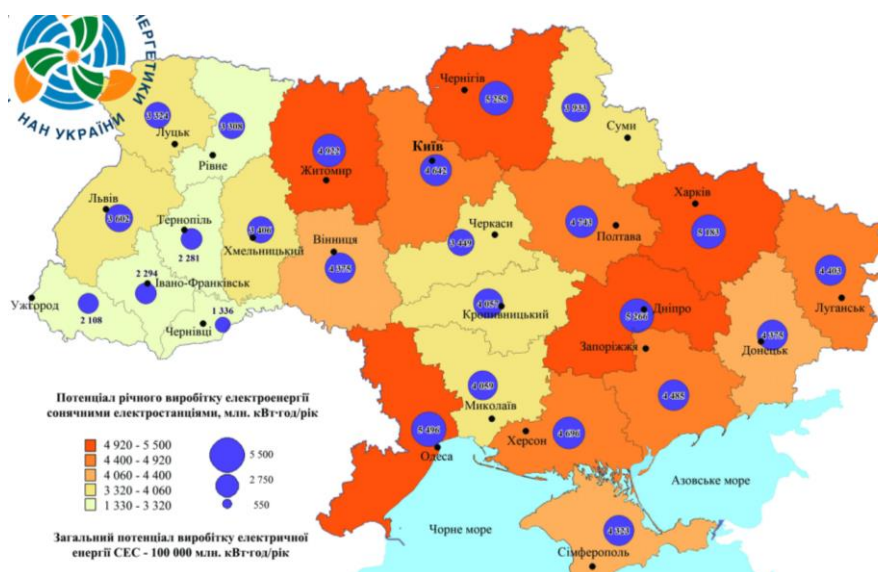


Рис. 1 Потенціал річного виробітку електроенергії сонячними електростанціями в Україні

Виклад основного матеріалу

Для будівництва сонячних зарядних станцій, необхідно проаналізувати існуючі фотоелектричні елементи, які можна застосовувати в їх конструкції. Фотоелектричні елементи є об'єднанням безлічі фотоелектричних перетворювачів, зафіксованих на жорсткій або гнучкій підкладці [2].

Кожен фотоелемент панелі складається з двох пластин кремнію з струмовідвідними мідними смужками. У місці зіткнення пластини мають найтонше покриття: одне – борне, інше – фосфорне. Під дією фотонів сонячного світла у фотоелементі з'являються області з

надлишком та недоліком (так звані «дірки») електронів. На стику пластин, у місці напівпровідникового р-п переходу, виникає електрогенеруючий ефект. Далі електричний струм по мідних смужках надходить до перетворювачів напруги (рис. 2).

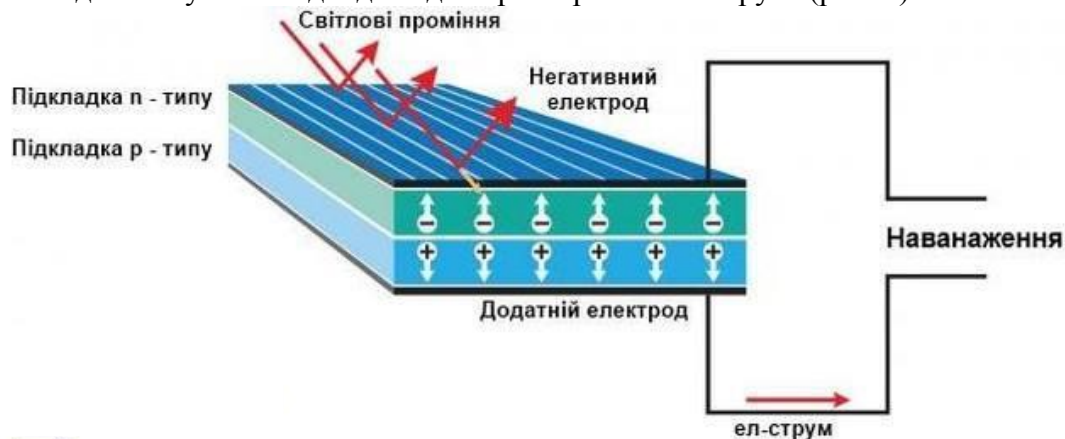


Рис. 2 Принцип роботи сонячного елемента

На продуктивність сонячних елементів багато в чому впливає орієнтація кристалів та чистота кремнію. Як напівпровідниковий матеріал може виступати не лише кремній, але принцип роботи сонячних панелей залишається таким самим. Існують фотоелементи із монокристалічного кремнію, із полікристалічного кремнію, із аморфного кремнію.

Оскільки фотоелектричні модулі з аморфного кремнію ефективніше працюють при зниженій освітленості, тобто вони виробляють електроенергії протягом року на 15-20% більше ніж батареї з фотоелектричними модулями з монокристалічного кремнію, а також перший вид фотоелектричних модулів дешевший у виготовленні, то для зарядних електричних станцій, що живляться від сонячної енергії в нашому регіоні пропонується використовувати саме фотоелектричні модулі з аморфного кремнію. Зовнішній вигляд зарядної станції від сонячної енергії зображено на рис.3.



Рис. 3 Зовнішній вигляд зарядної станції від сонячної енергії

Висновки

Таким чином, особливістю при проектуванні сонячних установок є прогнозування споживання енергії, а також і надходження сонячної інсоляції у місці розташування модулів.

Список використаної літератури

1. Атлас енергетичного потенціалу відновлених та нетрадиційних джерел енергії. – К.: НАН України, 2005. – 44 с.

2. Печенюк А.В. Тенденції розвитку ринку екологічних інновацій / А.В. Печенюк // Вісник Кам'янець-Подільського національного університету імені Івана Огієнка. – 2013. – №8. – с.55-57.

3. X-SERIES SOLAR PANELS. SunPower. URL: <https://us.sunpower.com/sites/default/files/media-library/data-sheets/sunpower-x-series-residential-solar-panels-x22-360-datasheet-514618-revc.pdf>.

УДК 656.12.83

Д.З. Шматко, кандидат технічних наук, доцент,

С.Р. Штих, здобувач другого (магістерського) рівня вищої освіти

¹Дніпровський державний технічний університет

ФОРМУЛЮВАННЯ І МЕТОДИ РІШЕННЯ ЗАДАЧ МАРШРУТИЗАЦІЇ ВАНТАЖНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Однією з важливих задач оперативного планування вантажних перевезень являється складання маршрутів руху автотранспортних засобів. Маршрутизацією перевезень називається вибір раціональних маршрутів руху автомобілів, які забезпечують скорочення непродуктивних холостих пробігів в цілому по парку автомобілів. Задача складання раціональних маршрутів являється особливо актуальною при перевезеннях масових вантажів [1,2].

При складанні маршрутів можливі два підходи до організації роботи:

- за кожним постачальником закріплюється група автомобілів, які працюють по маятниковим маршрутам;
- автомобілі не закріплюються за постачальником і маршрут може проходити через різні пункти навантаження і розвантаження, в цьому випадку можливо скорочення сумарного пробігу автомобіля за рахунок використання раціональних кільцевих маршрутів..

Якщо кількість постачальників і споживачів невелике, можливо побудувати раціональний план перевезень без використання математичних методів планування. Але на практиці, коли кількість споживачів і постачальників дуже велика, необхідно використання спеціальних методик для побудовання раціональних планів перевезень.

По одному маршруту можуть перевозитись різні вантажі, задовольняючи умові, при якій їх можна транспортувати одним і тим же рухомим складом. Тому перед складанням маршрутів необхідно класифікувати вантажі, які пред'являються до перевезення, на групи, однорідні з точки зору можливості їх перевезення на одному і тому ж рухомому складі. Маршрути складаються для кожної групи вантажів окремо [3].

Задачі маршрутизації розподіляються на задачі маршрутизації помашинних відправок і задачі маршрутизації дрібних партій вантажних перевезень. При помашинних перевезеннях кожний окремий автомобіль завантажується у адресу тільки одного споживача. При перевезенні дрібних партій вантажів автомобіль завантажується або розвантажується поступово по мірі руху по маршруту [4]. Складність задач маршрутизації полягає, як правило, в їх великій розмірності і множині обмежень, які можуть динамічно змінюватися. У зв'язку з тим, що перевізник частіше за все обслуговує постійних клієнтів на певній території, при розв'язанні задачі маршрутизації спочатку намагаються скористатися раніше розрахованими маршрутами. Для цього створюються бази маршрутів, і визначення оптимального маршруту.

Список використаної літератури

1. Воркут А.И. Грузовые автомобильные перевозки. / А.И. Воркут. – К.: Вища школа, 1986. – 447 с.
2. Русев Г.В. Организация автомобильных перевозок. / Г.В. Русев. – К.: Вища школа, 1991. – 256 с.
3. Босняк М.Г. Вантажні автомобільні перевезення: Навчальний посібник – 2-ге видання. / М.Г. Босняк. – К. : Видавничий Дім Слово, 2013. – 408 с.

УДК 656.135.8

¹**Б.П. Серета**, доктор технічних наук, професор,

²**Д.Я. Муковська**, інженер

¹Дніпровський державний технічний університет

²ПАТ «Запоріжсталь»

ДОСЛІДЖЕННЯ І АНАЛІЗ КЛЮЧОВИХ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНО-ВИРОБНИЧОЇ СИСТЕМИ МЕТАЛУРГІЙНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Постановка проблеми

Аналіз ефективності діяльності підприємства – це одне з найактуальніших питань його управління, оскільки за результатами оцінки приймаються управлінські рішення та застосовуються відповідні заходи.

Ефективність діяльності підприємства – це властивість і здатність підприємства формувати і досягати свої цілі з урахуванням впливу зовнішніх чинників і використання внутрішніх умов функціонування, використовуючи всі наявні ресурси та засоби, орієнтуючись на розв’язання соціальних, екологічних, бюджетних та інших проблем, як суспільства, так і підприємства за встановленого співвідношення витрат і результатів.[1]

Економічно ефективним прийнято вважати такий спосіб виробництва, при якому підприємство не може збільшити випуск продукції без збільшення витрат на ресурси і одночасно не може забезпечити той же обсяг випуску, використовуючи меншу кількість ресурсів одного типу і не збільшуючи при цьому витрати на інші ресурси.

Формування мети дослідження

Дослідити і проаналізувати ключові показники ефективності транспортно-виробничої системи металургійного підприємства.

Виклад основного матеріалу

До основних КПЕ, які характеризують функціонування транспортної системи промислового автомобільного транспорту підприємства можна віднести: [2]

- забезпечення виконання вимог структурних підрозділів підприємства на автотранспорт;
- коефіцієнт технічної готовності автотранспорту;
- коефіцієнт використання автотранспорту;
- затрати на транспортне обслуговування та ремонт автомобілів;
- результат по витраті палива автомобілів.

Забезпечення виконання вимог структурних підрозділів підприємства на автотранспорт. Автомобільний транспорт задовольняє транспортування різноманітних

видів вантажів, які необхідні для забезпечення виробничого процесу підприємства. Вантажний автомобільний транспорт забезпечує рухомим складом виробничі підрозділи, зокрема, агломераційне, доменне, сталеплавильне, прокатне виробництво, цех шлакоперобки та ін. Перевезення вантажним автомобільним транспортом здійснюють технологічні перевезення як по території підприємства, так і за його межами. Головною особливістю таких перевезень від інших типів перевезень, є їх регулярність, оскільки, на виробничому підприємстві технологічний цикл складає 24 години. Крім того, при організації подібних вантажоперевезень працівники автомобільного транспорту забезпечують мінімальний час доставки вантажів, так як навіть хвилинна затримка може вплинути на роботу всього підприємства та призвести до небажаних наслідків. Під поняттям «технологічні перевезення» також маєтись на увазі перевезення обладнання та сипучих вантажів, запасних частин і поставки сировини.

Коефіцієнт технічної готовності автотранспорту. Коефіцієнт технічної готовності парку автомобілів – це відношення автомобіле-днів знаходження рухомого складу в технічно-справному стані до загальної кількості автомобіле-днів. Даний показник враховує ступінь справності і готовності виїзду автомобілів на лінію.

Регулярний вимір коефіцієнтів технічної готовності та використання парку автомобілів і зіставлення їх значень з часовими проміжками справного стану і причинами виходу транспорту з ладу дозволяє прогнозувати і планувати постановку автомобілів на обслуговування і ремонт.

Витрати на транспортне обслуговування та ремонт автотранспорту. Дотримання графіку технічного обслуговування та ремонту автомобілів планова постановка на ремонт і ТО виключає зрив рейсів, скасування замовлень і в кінцевому рахунку, знижує фінансові втрати. Кожна деталь має термін служби, який прогнозується з певною точністю. Бачачи статистику поломок кожної одиниці автопарку, нескладно заздалегідь передбачити необхідність заміни запасних частин і робити це в плановому порядку в періоди найменшої завантаженості.

Показник «Витрати на транспортне обслуговування та ремонт автотранспорту» заснований на необхідності планування витрат на технічне обслуговування та поточний ремонт автомобілів з метою підтримання рухомого складу в справному стані для забезпечення безперебійної роботи підприємства та своєчасного виконання вимог на транспортне обслуговування.

Оптимальним для даного показника є дотримання 100 % запланованих витрат з метою своєчасного проведення технічного обслуговування та поточного ремонту рухомого складу і недопущення зривів виконання виробничих задач.

Результат по витраті палива автомобілів. Питома витрата палива – це кількість палива, що витрачається на одиницю роботи автомобіля. Таким чином, питома витрата являє собою відношення обсягу середньої витрати палива до кількості виробленої роботи з перевезення.

Нормована витрата палива – це встановлення допустимої міри споживання палива на певному етапі експлуатації, при технічному обслуговуванні чи ремонті автомобіля. дотримання технології на кожному з процесів. Даний показник використовується при оцінці економічної ефективності перевезень.[3]

Порядок нормування палива визначається Наказом Міністерства транспорту України № 43 від 10.02.1998 р. зі всіма змінами та доповненнями. (далі Наказ) [4]

Згідно, даному нормативно-правовому акту для автомобілів застосовуються різні види норм витрат палива в залежності від марки та специфіки транспортного виконуваної роботи. Для автомобільного транспорту застосовуються наступні види норм:

Hs - базова лінійна норма на пробіг автомобіля, л/100 км. Застосовується для легкових, вантажних автомобілів, автобусів, спецтехніки.

Nz - норма на їздку з вантажем, яка враховує збільшення витрати палива, зв'язане з маневруванням та виконанням навантажувально-розвантажувальних операцій, л/їздку.

Наряду з перерахованими нормами Наказ передбачає застосування корегувальних коефіцієнтів (підвищуючих, знижуючих) в залежності від умов експлуатації автотранспорту (знижена/підвищена температура навколишнього середовища, часті технологічні зупинки, робота в міських умовах, робота за межами населених пунктів, строк експлуатації). Відповідні умови експлуатації підтверджуються записами відповідальних осіб в подорожніх листах.

Висновки

На сьогоднішній день використання ключових показників ефективності на підприємствах є одним із найефективнішим варіантом оцінки та контролю роботи усіх структурних підрозділів підприємства, які до нього входять. Оцінка діяльності структурних підрозділів базується на визначенні того, наскільки ефективно досягаються цілі організації і виконання відповідних задач. Результати оцінки фокусують увагу на основних проблемах роботи з ресурсами та персоналом і допомагають вчасно скорегувати виявлені невідповідності.

Список використаної літератури

1. Батракова Т. І. Сутність поняття «Економічна ефективність» діяльності підприємства в ринкових умовах. *Науковий вісник Полтавського університету економіки і торгівлі*. Полтава, 2015. № 1 (69), ч. 1. С. 172-178.
2. Цюцюра С. В., Криворучко О. В., Цюцюра М. І. Ключові показники ефективності. Принципи розробки ключових показників ефективності для бюджетної сфери. Управління розвитком складних систем. 2012. № 10. С. 87-91.
3. Борисенко А. О. Аналіз методів оцінки паливної економічності автомобілів. *Автомобіль і електротехніка. Сучасні технології*. 2013. № 5. С. 13-16.
4. Про затвердження Норм витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті: Наказ Міністерства транспорту України від 14.02.1998 № 43 // База даних «Законодавство України» / ВР України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0043361-98>. (дата звернення: 12.02.20)

УДК 656.135.8

¹**Б.П. Середа**, завідувач кафедри ААГ, доктор технічних наук, професор,

¹**І.В. Кругляк**, завідувач кафедри ГМБ доктор технічних наук, доцент

²**Д.Я. Муковська**, інженер

¹Дніпровський державний технічний університет

²ПАТ «Запоріжсталь»

МОДЕЛЮВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНО-ВИРОБНИЧОЇ СИСТЕМИ МЕТАЛУРГІЙНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Постановка проблеми

Складність та різноманітність процесів функціонування виробничих систем не завжди дозволяють отримати для них окремі математичні моделі традиційного виду (аналітичні моделі: цільова функція та обмеження представлені в аналітичному вигляді).

Проблеми математичного моделювання, що виникають, у багатьох випадках можуть бути успішно вирішені за рахунок використання методики імітаційного моделювання (ІМ). [1]
У процесі ІМ ЕОМ відтворює явища, описувані математичною моделлю, зі збереженням їхньої логічної структури та послідовності чергування у годині. Рівень деталізації імітаційної моделі може бути різним (залежно від поставлених цілей), що спрямовано на отримання потрібних характеристик. Ці характеристики виводяться до друку та використовуються як прямі чи непрямі результати проектування. [2]

Формування мети дослідження

З огляду на особливості функціонування транспортно-виробничої системи необхідно побудувати імітаційну модель роботи самоскидів на технологічних маршрутах металургійного підприємства.

Виклад основного матеріалу

Для моделювання діяльності ділянки необхідно враховувати наступний набір параметрів:

Під час аналізу події в імітаційній моделі здійснюється прогнозування часу настання події, що ініціюється даними, отриманими у програмі Tecnomatix Plant Simulation.

Tecnomatix Plant Simulation – це комплексний пакет рішень для цифрового виробництва, що поєднує всі галузі виробництва та розробки виробу, від схеми виробничого процесу та проектування, моделювання та перевірки процесів до виробництва, що базується на принципах управління життєвим циклом виробу (PLM) виробничої платформи. [3,4]

Для моделювання діяльності ділянки необхідно враховувати наступний набір параметрів:

$X=[x(i)], i=1,I$ – кількість самоскидів;

$Y=[y(m)], m=1,M$ – кількість можливих маршрутів;

$U=[u(m)], m=1, M$ – кількість оборотів технологічного маршруту;

$W(i)=[w(i,1),w(i,2),...,w(i,j(i))]$ – технологічний маршрут, де j – номер операції, $j(i)$ – кількість технологічних операцій на маршруті;

$W=[w(i,j)], i=1,I, j=1,\max(j(i))$ – матриця технологій;

$T=[T(i,j)]$ – матриця нормованих часів перевезень;

$T_k=[tk(i,j)]$ – час розвантаження;

$T_d=[td(i,j)]$ – Час здійснення технологічних операцій.

В результаті експериментів, що проводяться на моделі, оцінюються значення організаційно-технічних характеристик виробничої системи, динаміка завантаження елементів системи, тривалість виробничого циклу, величина незавершеного виробництва, час проведення виробничих операцій, необхідного для здійснення контрольних операцій залежно від варіації виробничої програми, структурних змін виробничої системи.

При імітації як базова обрана дискретно-подійна модель замкнутої системи масового обслуговування, в якій автомобілі є заявками, що проходять наступні фази обслуговування:

1. Навантаження із бункера.
2. Рух до пункту розвантаження.
3. Розвантаження на самоскидних майданчиках.
4. Повернення до бункеру тим самим маршрутом.
5. Обслуговування виходу з ладу (можлива подія).

Автомобіль може стояти в черзі, якщо бункер зайнятий завантаженням гірською масою інших автомобілів, що стоять у черзі або бункері, недостатньо гірської маси для завантаження автомобіля. Перелічені ситуації у цій моделі класифікуються як прості.

При проведенні модельних експериментів можливо варіювати склад і кількість транспортних засобів, здійснювати резервування технічних засобів, для заміни обладнання, що вийшло з ладу, або появи нових термінових замовлень на виготовлення партій деталей. У кожній партії містяться однотипні деталі, технологічний маршрут обробки яких визначається вихідними даними у вигляді ланцюжка із видів обладнання, закріпленого за виконання певних типів операцій технологічного процесу. [5,6,7]

Висновки

Визначено взаємозв'язок між параметрами циклу транспортного обслуговування, що дозволяє змодельовати ситуації, що виникають у процесі руху вантажних автомобілів на гірничодобувних підприємствах.

Складність і різноманітність процесів функціонування проєктованих систем який завжди дозволяють їм окремі математичні моделі традиційного виду, у роботі використовувалися методики імітаційного моделювання.

Список використаної літератури

1. Стеценко, І. В. Дослідження дискретно-подійних систем з використанням технології Петрі-об'єктного моделювання. *Управляющие системы и машины*. 2014. № (5). С. 77-85.
2. MEJÍA, Gonzalo, et al. Petri nets and genetic algorithms for complex manufacturing systems scheduling. *International Journal of Production Research*. 2012. № 50.3. С. 791-803.
3. Tecnomatix Siemens Software. Siemens Digital Industries Software. <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/tecnomatix/>.
4. Siemens и Bentley интегрируют PLM с 3D-проектированием. TAdviser.ru. <http://www.tadviser.ru/index.php/Продукт:Тесноматикс>.
5. Стеценко І. В. Моделювання систем. Черкаси: ЧДТУ, 2010. 399 с.
6. Стеценко І. В. Технологія Петрі-об'єктного моделювання систем. *Вісник Черкаського державного технологічного університету*. 2011. №4. С. 25-30.
7. Вашків П.Г., Пастер П.І., Сторожук В.П., Ткач Є.І. Теорія статистики. Київ: Либідь, 2000. 320 с.

УДК 656.135.8

¹Б.П. Серeda, завідувач кафедри ААГ, доктор технічних наук, професор,

²Д.Я. Муковська, інженер

¹Д.Б. Серeda, доцент кафедри ГМБ, кандидат технічних наук

¹Дніпровський державний технічний університет

²ПАТ «Запоріжсталь»

АНАЛІЗ ВИРОБНИЧИХ ПОКАЗНИКІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ДРОБИЛЬНО-СОРТУВАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ ТРАНСПОРТНО- ВИРОБНИЧОЇ СИСТЕМИ КАР'ЄРУ МЕТАЛУРГІЙНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Постановка проблеми

Дробильно-сортувальні комплекси (ДСК) з переробки технологічних є основними елементами в транспортно-виробничих системах рециклінгу відходів металургійних підприємств. ДСК у даному дослідженні розглядаються як спеціалізовані комплекси

металургійних шлаків сталеплавильного виробництва. На металургійних підприємствах застосовують саме цей вид технологічних переробки відходів, тому що він дозволяє розділяти виробничі шлаки на різні види фракцій, а також забезпечує контроль якісних показників продуктів переробки відходів, а саме витяг металомісткої сировини

Формування мети дослідження

Визначення впливу зміни роботи дробильно-сортувального комплексу на параметри транспортного процесу на технологічних маршрутах рециклінгу відходів металургійних підприємств.

Виклад основного матеріалу

У зв'язку з цим було проведено хронометраж завантаження дробильно-сортувального комплексу цеху шлакопереробки металургійного підприємства на протязі однієї доби, а саме двох робочих змін. Характеристики часу завантаження приймального бункеру дробильно-сортувального комплексу наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Результати обробки значень часу завантаження дробильно-сортувального комплексу

	$\bar{X}$, хв.	X_{min} , хв.	X_{max} , хв.	S^2	σ_x	v
1 зміна	4,582	1,05	12,383	8,029	2,834	0,382
2 зміна	3,271	1,05	16,067	6,977	2,641	0,353

Параметри часу завантаження дробильно-сортувальних комплексів підпорядковується нормальному закону розподілу, щільність імовірності $f(x)$ якого має наступний вигляд:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}}$$

- у першу зміну

$$f(x) = \frac{1}{2,834\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-4,582)^2}{2(2,834)^2}}$$

- у другу зміну

$$f(x) = \frac{1}{2,641\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-3,271)^2}{2(2,641)^2}}$$

Висновки

Дослідження параметру часу завантаження дробильно-сортувального комплексу металургійного підприємства показало, що даний параметр підпорядковується нормальному закону розподілу випадкової величини. Отримані в процесі дослідження характеристики вказують на те, що досліджуваний параметр можна вважати випадковою величиною. Тому для визначення раціонального парку вантажних автомобілів необхідно застосовувати імовірнісні методи й моделі, які враховують випадкову складову часових параметрів перевізного процесу.

Список використаної літератури

8. Помазков М.В. Забезпечення ресурсозбереження самоскидів в маршрутах утилізації металургійних шлаків і шлаків: автореф. дис.. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.22.12 «Промисловий транспорт». Маріуполь. 2011. 21 с.

9. Захаров А.Ю., Воронов А.Ю. Алгоритм оперативной диспетчеризации карьерного автотранспорта. *Вестник Кузбасского государственного технического университета*. – 2012. №5. С. 107-111.
10. Захаров А.Ю., Воронов А.Ю. Влияние некоторых факторов на производительность карьерных экскаваторно-автомобильных комплексов. *Вестник Кузбасского государственного технического университета*. 2014. №1. С. 74-76.
11. Лучко М.И., Зайко В.К. Прогнозирование и точное МП-оценивание параметров динамики работы технологического автотранспорта в условиях глубоких карьеров. *Вісник СХУ ім. В. Даля*. 2003. № 8(66). С. 95-100.
12. Лучко М.И. Проблемы организации работы технологического карьерного автотранспорта и методы повышения его эффективности. *Автомобильный транспорт*. Сборник научных трудов ХНАДУ, Харьков. 2003. №12. С. 37-40.
13. Помазков М.В. Совершенствование оперативного управления технологическими автоперевозками сталеплавильного производства. *ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет»*. 2008. №18-1. С. 237-239.

УДК 656.13

В.В. Богомолов, старший викладач кафедри експлуатації та ремонту машин.

А.В. Сороколів, магістрант кафедри експлуатації та ремонту машин

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ БЕЗПЕКИ НА ДОРОГАХ УКРАЇНИ ВПРОВАДЖЕННЯМ ОБО'В'ЯЗКОВОГО КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ КТЗ

Безпечний та технічно-справний колісний транспортний засіб є одним зі складників безпеки дорожнього руху та захисту навколишнього середовища як в Україні, так і в інших країнах світу. Однією із заповорок досягнення безпечності та контролю справного стану є проведення періодичної технічної перевірки колісних транспортних засобів та їх складових систем.

За даними ООН щорічно внаслідок дорожньо-транспортних пригод (ДТП) у всьому світі гинуть 1,3 мільйона людей – одна людина кожні 24 секунди [1]. Сьогодні дорожньо-транспортні пригоди є найчастішою причиною смерті молодих людей віком від 5 до 29 років у світі. Дев'ять із десяти жертв припадають на країни із середнім та низьким рівнем доходу.

Кількість ДТП з постраждалими в Україні через технічні несправності автомобілів за останні роки (2017-2022 рр.) становить від 0,1 до 0,24 % [2]. Причому в інших країнах дана статистика суттєво відрізняється. Відповідно до дослідження, проведеного Департаментом транспорту у Великобританії (2005 р.), ДТП, що сталися внаслідок технічної несправності колісних транспортних засобів (КТЗ), становили біля 1,5 % загальної кількості аварій [3]. За іншими даними (2010р.), в ЄС цей показник складає до 6 % аварій, а це відповідно близько 2000 смертельних випадків та ще велика кількість травмованих щорічно.

Крім того, технічні несправності підвищують екологічну небезпеку, збільшуючи шкідливі викиди в атмосферу в середньому на 1,2 % (CO, CH) і 5,7 % (NO, CO₂), і до 20 разів для конкретних транспортних засобів. Серед усіх видів транспорту, найбільша частка від загального обсягу викидів забруднюючих речовин та парникових газів в атмосферу належить саме автотранспорту в цілому та автотранспорту населення в тому числі.

Періодична технічна перевірка КТЗ не є новим явищем, і в деяких європейських країнах, таких як, наприклад, Фінляндія та Італія стала обов'язковим ще у 20-х роках минулого століття. В інших країнах сучасна система обов'язкової технічної перевірки КТЗ була запроваджена на законодавчому рівні, починаючи з 30-х років, наприклад, у Бельгії в 1933 р., Австрії – 1939 р., Японії – 1951 р., Німеччині – 1952 р., Великобританії – 1960 р., Польщі – 1961 р., СРСР – 1964 р., Угорщині – 1968 р., Іспанії, Франції – 1985 р.

Міжнародні дослідження щодо впливу впровадженого обов'язкового технічного контролю КТЗ на безпеку дорожнього руху вказують на суттєве зниження кількості аварій, спричинених технічними вадами КТЗ. Так, за даними DEKRA в штаті Техас за період з 1999 р. (введено техогляд) до 2005р. відсоток аварій у загальній кількості ДТП знизився з 12 % до 4 %. В Окленді (Нова Зеландія, 2003р.) було проведено аналогічне дослідження, і виявлено, що транспортні засоби, які не проходили регулярні технічні перевірки, значно частіше потрапляли в ДТП з тяжкими наслідками, що спричинило травмування та загибель людей. Christensen & Elvik (2007 р.) у своєму звіті зазначають, що в Норвегії внаслідок проведення технічної перевірки значно зменшився відсоток технічних несправностей КТЗ, при тому, що вони не змогли визначити вплив технічних перевірок на рівень аварійності в країні.

Із за невеликої кількості зафіксованих ДТП з причин технічних несправностей автомобілів, цю проблему не згадують навіть в Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху на найближчі роки, при цьому існує статистика несправностей, які найчастіше спричиняють ДТП. Найбільше несправностей гальмівної системи (41,5 %), рульового керування (16,4 %), шини та колеса (12,6 %), прилади освітлення та світлової сигналізації (7,9 %), елементи огляду (скло, дзеркала, системи очищення скла) (7,8 %), ходова частина (6,6 %) [4]. Зважаючи на схильність українців економити на технічному обслуговуванні, ця статистика навряд чи відображає реальні показники, порівнюючи європейські дані щодо аварійності й те, що автомобілі в країнах ЄС значно «молодші» за терміном експлуатації, та й усі вони проходять періодичні перевірки придатності до експлуатації.

Іншим аспектом є практичне неконтрольоване останнім часом ввезення в Україну великої кількості вживаних КТЗ, які невідомо чи відповідають мінімальним технічним вимогам для безпечної їх експлуатації, в тому числі за екологічними параметрами.

Ще однією причиною, що несе загрозу безпеці дорожнього руху та довіллю за відсутності періодичного технічного огляду та належного контролю є несанкціоноване внесення змін (переобладнання) до конструкції автомобілів (зокрема, встановлення додаткових або невідповідних світлових приладів, втручання в гальмову систему, підвіску, систему випуску відпрацьованих газів тощо).

ЄС приділяє значну увагу регулюванню питань безпечності ТЗ, що рухаються його дорогами, протягом усього їхнього життєвого циклу, як на стадії виробництва, введення в експлуатацію та першої реєстрації ТЗ, так і під час безпосередньої експлуатації. Наявність на дорогах КТЗ, що мають технічні недоліки недопустимо, так, як підвищує ризик аварій, травм та смертельних наслідків.

З метою підвищення безпеки дорожнього руху та захисту навколишнього середовища в Україні та з метою виконання положень Угоди про асоціацію [5], необхідним є удосконалення системи обов'язкового технічного контролю з поступовим трансформуванням її в систему регулярної перевірки придатності транспортних засобів.

Таким чином можна зробити висновок, що потрібні зміни, а саме, імплементація в національне законодавство України у сфері обов'язкового технічного контролю колісних транспортних засобів положень Директив № 2014/45/ЄС та № 2014/47/ЄС, що, як наслідок, позитивно вплине на кількість ДТП за технічними несправностями і збереження життя та здоров'я громадян України та збільшення рівня захисту навколишнього середовища.

Список використаної літератури

1. Save lives, support development, and ‘steer our world to safer roads ahead’: Guterres // UN News. 30 June 2022 [Електронний ресурс] Режим доступу: <https://news.un.org/en/story/2022/06/1121732> – Назва з екрана. (дата звернення: 10.04.2023).
2. Патрульна поліція України. Статистика. [Електронний ресурс] Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/> – Назва з екрана. (дата звернення: 13.04.2023).
3. A review of accidents and injuries to road transport drivers / European Agency for Safety and Health at Work (EU-OSHA), 2010 [Електронний ресурс] Режим доступу: <https://osha.europa.eu/en/publications/review-accidents-and-injuries-road-transport-drivers> (дата звернення: 10.04.2023).
4. Хаврук В.О. Аналіз безпеки автотранспортних засобів і сучасного стану системи обов’язкового технічного контролю автомобільного транспорту в Україні // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки Режим доступу: <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2020.5/39>. (дата звернення: 13.04.2023).
5. Постанова КМУ від 25 жовтня 2017 р. № 1106 «Про виконання Угоди про асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським співтовариством з атомної енергії і їхніми державами-членами, з іншої сторони» [Електронний ресурс] Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1106-2017-%D0%BF#Text> (дата звернення: 14.04.2023).

Секція 4.

УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ПРОДУКЦІЇ, ПАЛИВО ТА ПАЛИВНО МАСТИЛЬНІ МАТЕРІАЛИ. ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ГІБРИДИ, ЕЛЕКТРИЧНІ АВТОМОБІЛІ. АВТОМОБІЛЬНА ЕЛЕКТРОНІКА

УДК 004.67

Меленчук Т.М.¹, д.т.н., проф., каф. автомобільного транспорту та логістики,
Григоров А. Г.¹, студент, каф. автомобільного транспорту та логістики,
Теплечук А.М.¹, ст. викл., каф. автомобільного транспорту та логістики,
Ситніков Т.В.¹, аспірант, каф. комп'ютерних систем,
Ступень П.В.¹, к.т.н., доцент, комп'ютерних систем,

¹Національний університет "Одеська політехніка"

ЗАСТОСУВАННЯ ОДНОТИПНИХ ЧАСТОТНО-ЗАЛЕЖНИХ КОМПОНЕНТ ПРИ ОБРОБЦІ СИГНАЛІВ ДАТЧИКІВ ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛЯ

Постановка проблеми

Розвиток сучасних технічних систем у автомобілебудування, як і інші технічні системи повинні відповідати концепції Індустрія 4.0. Відповідно до цієї концепції системи та компоненти повинні відповідати новим вимогам за мобільністю, гнучкістю, адаптивністю, пристосованістю до умов функціонування [1]. Для досягнення цього, системи оснащуються багатофункціональними датчиками, апаратними та програмними компонентами обчислювальної техніки та виконавчими пристроями, які повинні працювати у реальному часі. Подальший розвиток подібних систем вже йде у напрямку гуманізації прийняття рішення та дружного контакту з людиною, відповідно до концепції Індустрія 5.0 [2].

Таким чином, до складу автомобіля повинні входити системи та компоненти, які мають можливість перебудовувати власні характеристики програмними, або апаратними засобами в залежності від умов функціонування. Тоді і у тракті обробки сигналів датчиків повинні бути компоненти, які адаптуються в залежності від перешкодо-сигнальної обставини для підвищення надійності на ефективності роботи систем у цілому [3-4].

Цифровий тракт обробки сигналів в основному включає різні частотно-залежні компоненти. Їх побудова у автомобільних системах виконується на основі компонентів низького порядку, оскільки це обумовлено малими витратами на обчислення коефіцієнтів передавальної функції та кількості коефіцієнтів, простотою налагодження або перебудови, помірним енергоспоживанням та часу обробки. Слід відмітити, що при роботі у реальному часі є обмеження на обчислення, перебудову та перехідний процес роботи нової конфігурації тракту. Тому, в якості компонент низького порядку частіше використовують компоненти першого та другого порядку. Типовими задачами є зміна частоти зрізу або смуги пропускання компоненти, підвищення крутизни спаду амплітудно-частотної характеристики (АЧХ). Необхідно пояснити, що до загального поняття частотно-залежних компонент системи включають як типові ланки систем управління, так і фільтри.

При послідовному з'єднанні передавальних функцій однотипних компонент їх передавальні функції перемножується. Оскільки передавальні функції складаються з амплітудно-частотної (АЧХ) та фазо-частотної (ФЧХ) характеристик, а компоненти однотипні, то при послідовному з'єднанні однотипних компонент їх перемноження перетворюється у возведення у ступень, а їх характеристики АЧХ и ФЧХ відповіднотрансформуються таким чином: АЧХ возводиться у ступень, а ФЧХ

помножується на показник ступеня. Тоді при такому з'єднанні основні зміни відбуваються з АЧХ.

Формування мети дослідження

Тому метою дослідження є формування нового підходу до розрахункових формул послідовного з'єднання однотипних частотно-залежних компонент для підвищення крутизни спаду АЧХ. Розглянемо це на прикладі смугових цифрових фільтрів, оскільки вони мають широке застосування у тактах обробки сигналів автомобільних датчиків.

Виклад основного матеріалу

При послідовному з'єднанні однотипних смугових передавальних функцій їх основна АЧХ стискається, при цьому частоти зрізу зсуваються до центральної частоти, яка не зрушується, і зростає крутизна АЧХ.

Передавальна функція основного смугового фільтру математичне описується п'ятьма коефіцієнтами - два у знаменнику та три у чисельнику, однак один з них дорівнює 2, а два других однакові. Це дозволяє розраховувати тільки три коефіцієнта.

На підставі формул Ейлера та перетворень одержуємо математичне описання АЧХ. Звичайно, рівень на котрому визначають частоту зрізу дорівнює 0.707. При перемноженні однотипних АЧХ або возведення у ступень цей рівень залишається попереднім, але тоді для визначення частот зрізу нових АЧХ необхідно добувати корінь порядку, який дорівнює кількості з'єднаних однотипних компонент, з цього рівня.

В цьому випадку по АЧХ основного фільтру можна визначити частоти зрізу нової АЧХ на рівні добутого кореня з початкового рівня.

Для визначення частот зрізу нової АЧХ після з'єднання n однотипних фільтрів по основній АЧХ необхідно вирішити рівняння на основі АЧХ основного фільтру при старих частотах зрізу та невідомих для нового з'єднання.

Висновки

Таким чином, при аналізі АЧХ послідовного з'єднання однотипних компонент у автомобільних системах обробки сигналів датчиків одержано новий підхід для обчислення точних значень частот зрізу. Це дозволяє оперативно обчислити необхідне "стискання" АЧХ, а при обмежених обчислювальних можливостях скористатися попередніми розрахунками у вигляді таблиць значень. Такий підхід дозволяє у автоматичному режимі підвищити захищеність обробки сигналів при наявності перешкод.

Список використаної літератури

1. The Industry 4.0 Standards Landscape from a Semantic Integration Perspective Conference Paper (PDF Available) September 2017 with 4,699 Reads DOI: 10.1109/ETFA.2017.8247584 Conference: Conference: 2017 IEEE 22nd International Conference on Emerging Technologies and Factory Automation (ETFA), At Limassol, Cyprus, available: https://www.researchgate.net/publication/318208930_The_Industry_40_Standards_Landscape_from_a_Semantic_Integration_Perspective
2. Adel Amr. Future of industry 5.0 in society: human-centric solutions, challenges and prospective research areas. Journal of Cloud Computing volume 11, Article number: 40 (2022), available at: <https://journalofcloudcomputing.springeropen.com/articles/10.1186/s13677-022-00314-5>
3. Afanasyev, I., Sytnikov, V., Strelsov, O., Stupen, P. "The Applying of Low Order Frequency-Dependent Components in Signal Processing of Autonomous Mobile Robotic Platforms". Lecture Notes in Networks and Systems, 2022, 507 LNNS, pp. 882-891. DOI: 10.1007/978-3-031-10464-0_61

УДК 629.33

Купрієнко С.Р., студент гр. МАВ-83,

Йовченко А.В., к.т.н., доцент,

Черкаський державний технологічний університет

ОЦІНЮВАННЯ СПРОМОЖНОСТІ ЕНЕРГОСИСТЕМИ УКРАЇНИ В ЗАБЕЗПЕЧЕННІ ОБСЛУГОВУВАННЯ ПАРКУ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ

Постановка проблеми

Автомобільний транспорт є одним з найбільших джерел шкідливих викидів в атмосферу, зокрема парникових газів. Для зменшення шкідливості відпрацьованих газів вводилися норми викидів. Так в Європейському Союзі і багатьох інших країнах, зокрема в Україні, чинні стандарти Євро щодо норм викидів автомобільним транспортом, що регулюють вміст оксиду вуглецю, оксидів азоту, вуглеводнів і твердих частинок.

У 2020 році Єврокомісією був висунутий набір політичних ініціатив «European Green Deal», що має на меті зменшення викидів CO₂ в Європі на 55 % від показників 1990 року до 2030 року і досягнення кліматичної нейтральності до 2050 року, який підтримала й Україна. Однією з цих ініціатив є інвестування в більш розумний, екологічний транспорт. У липні 2021 року тією ж Єврокомісією був запропонований законодавчий пакет «Fit for 55», що робить скорочення викидів на 55 % до 2030 року юридичним зобов'язанням [1, 2]. Однією з пропозицій «Fit for 55» є зменшення викидів CO₂ автомобілями на 100 % з 2035 року, що фактично накладає заборону на виробництво і продаж автомобілів з ДВЗ. Альтернативою їм можуть стати електромобілі. Проте, збільшення кількості електромобілів створить додаткове навантаження на генеруючі потужності енергосистеми, що може призвести до дефіциту електроенергії.

Формування мети дослідження

Метою дослідження є розрахунок кількості електроенергії, необхідної для забезпечення автопарку України, якби він повністю складався з електромобілів, за умови, що вони є аналогічними за масою і потужністю двигуна наявним сьогодні автомобілям з ДВЗ та за умови виконання ними такої ж кількості транспортної роботи.

Виклад основного матеріалу

Для обчислення кількості електроенергії, що споживатиметься електромобілями візьмемо дані річного споживання палива автомобілями. Загалом за 2020 рік було спожито 1691 тис. т бензину, 3547 тис. т дизельного палива, 1224 тис. т зрідженого нафтового газу і 841 ТДж природного газу, що загалом дорівнюють близько 283194 ТДж енергії (табл. 1).

Таблиця 1. Кількість спожитої енергії автомобілями за 2021 рік

	Бензин	Дизельне паливо	Зріджений нафтовий газ	Природний газ	Всього
Маса, тис т	1691	3547	1224	—	—
Енергія, ТДж	73051	152876	56426	841	283194

Проте, особливістю теплових двигунів є доволі низький коефіцієнт корисної дії, через що більшість спожитої енергії витрачається на нагрівання і тертя, а також певна частина втрачається у трансмісії автомобіля. Так, коефіцієнт корисної дії ДВЗ з іскровим запалюванням складає в середньому близько 25 %, дизеля – 40 %, а трансмісії автомобіля – 90 %. Тому кількість енергії, що витрачається саме на транспортну роботу, дорівнює

добутку кількості енергії, спожитої двигуном, помноженій на ККД цього двигуна і на ККД трансмісії (табл. 2).

Таблиця 2. Енергія, що споживається автомобільним транспортом в Україні

Паливо	E_p , ТДж	$\eta_{дв}$	$\eta_{тр}$	E_k , ТДж
Бензин	73051	0,25	0,90	16437
Дизельне паливо	152876	0,40	0,90	55035
Зріджений нафтовий газ	56426	0,25	0,90	12696
Природний газ	841	0,25	0,90	189
Всього	283194	–	–	84357

Коефіцієнт корисної дії електромобіля суттєво вищий за коефіцієнт корисної дії ДВЗ і складає близько 90 %. Також, трансмісія електромобіля є значно простішою за трансмісію автомобіля з ДВЗ, тому її коефіцієнт корисної дії вищий. Для розрахунків приймемо коефіцієнт корисної дії трансмісії 95 %. Кількість необхідної енергії дорівнює енергії, що витрачається на транспортну роботу, поділений на ККД двигуна і на ККД трансмісії. Отримаємо 98663 ТДж, або ж 27428 ГВт·год, що становить близько 18 % від кількості електроенергії, виробленої Об'єднаною енергосистемою України за 2021 рік [2, 3].

Для виробництва такої кількості електроенергії джерелами «зеленої» енергетики необхідно приблизно 8000 МВт встановленої потужності вітрових електростанцій, що рівнозначно 40 Ботівським ВЕС, або ж 22300 МВт сонячних електростанцій, що рівнозначно 69 Покровським ВЕС, або ж 10700 МВт гідроелектростанцій, що рівнозначно 7 Дніпровським ГЕС [4, 5].

Висновки

Електромобілі безпосередньо самі не є джерелами токсичних речовин і парникових газів, проте ці речовини можуть продукуватися при виробництві електроенергії тепловими електростанціями, що станом на 2021 рік виробляють близько 30 % електроенергії в Україні і займають 55 % від встановленої потужності Об'єднаної енергосистеми України. Тому розвиток електротранспорту повинен відбуватися синхронно з розвитком «зеленої» енергетики і збільшенням її виробництва відповідно до рівня потреби задля уникнення дефіциту електроенергії і необхідності збільшувати її виробництво тепловими електростанціями з метою усунення цього дефіциту.

Список використаної літератури

1. The European Parliament. Communication From The Commission The European Green Deal. – Брюссель, 2019.
2. Fit for 55. – Режим доступу: <https://www.consilium.europa.eu/en/policies/green-deal/fit-for-55-the-eu-plan-for-a-green-transition/>.
3. Державна служба статистики України. Паливно-енергетичні ресурси України. Статистичний збірник. – Київ, 2020.
4. Міністерство енергетики України. Інформація про виробничу діяльність електроенергетичних підприємств ПЕК за 12 місяців 2020-2021 років.
5. Дані про енерго-підприємства України. – Режим доступу: <https://www.energo.ua/ua/companies>.

УДК 62-642

С.І. Криштопа, д.т.н., проф.,

М.І. Богатчук, аспірант, **Т.Т. Гріштор**, аспірант, **А.В. Левко**, студент

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ПОКРАЩЕННЯ ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ ЇХНЬОГО ПЕРЕВЕДЕННЯ НА АЛЬТЕРНАТИВНІ ГАЗОПОДІБНІ ПАЛИВА

Постановка проблеми

Значна частка автомобільного транспорту використовує ДВЗ з дизельними системами живлення. Це вимагає при роботі двигунів великих витрат дорогого дизельного палива, тому очевидною є доцільність переходу на дешеві види альтернативних палив. Тому на особливу увагу заслуговує проблема переведення існуючих дизельних силових приводів на спиртогазові палива, які є більш дешевою альтернативою дизельного палива [1].

Формулювання мети дослідження

Метою даної роботи є дослідження напрямів підвищення енергоефективності альтернативних палив для дизельних двигунів АТЗ та розроблення системи конвертації метанолу шляхом використання теплоти відпрацьованих газів.

Виклад основного матеріалу

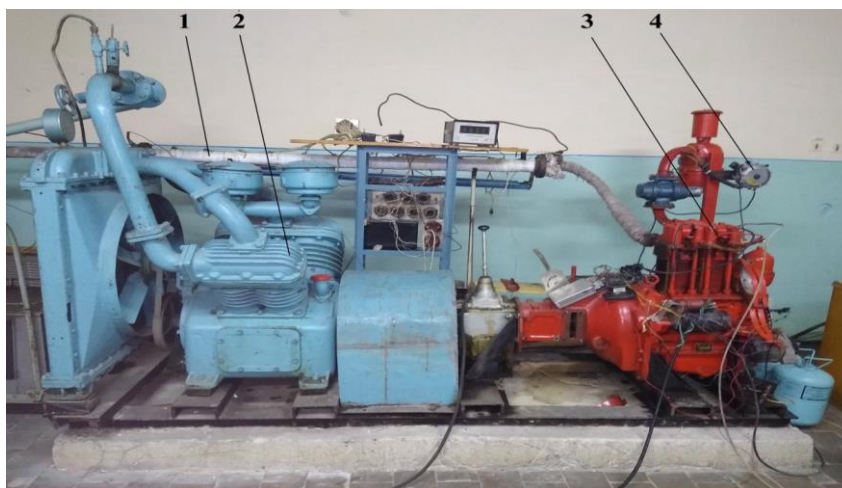
Теоретичні основи подібних систем живлення ДВЗ в сучасній дослідницькій практиці залишаються маловивченими [2, 3]. Однак реалізація термохімічного способу утилізації теплоти для умов робочого циклу ДВЗ можлива, якщо в якості вихідного палива використовувати вуглеводневі сполуки з відносно низькою температурою реакцій конверсії (спирти, ефіри та аналогічні сполуки). При цьому важливим є можливість реалізації цього способу в дизельних двигунах, які конвертуються на газові палива.

Умови досягнення максимально можливої мірі регенерації виконуються, коли ендотермічний ефект реакції конверсії відповідає підводу еквівалентної кількості теплоти в реакційний простір від зовнішнього джерела – гріючого теплоносія, в ролі якого виступають теплота відпрацьованих газів двигуна. В реальних умовах конверсійного процесу у випускній системі ДВЗ теплоносій (відпрацьовані гази) повинен мати у своєму розпорядженні потенційно більш високий рівень енергії, яка використовується не тільки для компенсації ендотермічного ефекту реакції конверсії, а й для організації її допоміжних циклів. Енергія необхідна для попереднього нагріву вихідного палива до температури кипіння, його випаровування, підвищення температури парів до температури дисоціації.

Наприклад, загальні витрати теплової енергії на повністю завершену конверсію 1 кг метанолу досягають 7 МДж [4]. При цьому на компенсацію ендотермічного ефекту реакції конверсії спирту витрачається близько 60 % загальних енергетичних витрат. Значна їх частина (близько 25 %) витрачається на енергоємний процес пароутворення.

Оцінка ефективності термохімічного способу утилізації теплоти в умовах робочого циклу дизеля типу Д21А була проведена в лабораторних умовах на моторному стенді (рис. 1). Двигун експериментального стенду міг працювати в трьох режимах: подача дизельного палива в зрідженій фазі через форсунки; подача продуктів конверсії метанолу через газовий редуктор; подача метанолу в зрідженій фазі через форсунки. Дизельний двигун Д21А1 було переобладнано для роботи на альтернативній газовій суміші. Для цього з головок блоку були демонтовані дизельні форсунки, нарізана додаткова різьба в каналах розпилювачів форсунок та встановлені свічки запалення. Конструкція головок блоку двигуна перероблена

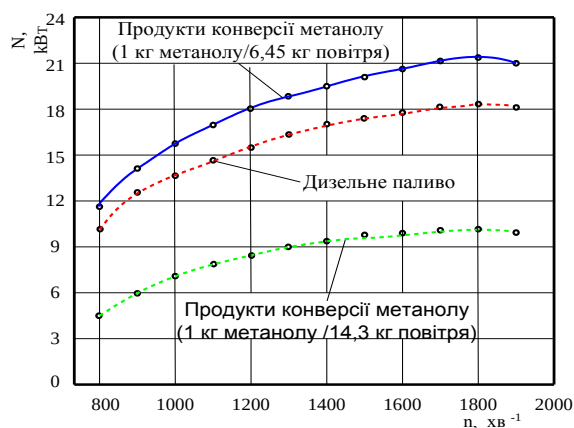
таким чином, щоб замість свічок запалення можна було легко вкрутити назад дизельні форсунки.



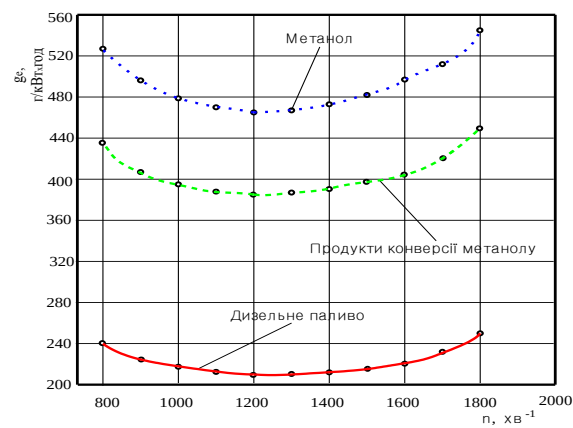
1 – термохімічний реактор; 2 – навантажувальний пристрій двигуна внутрішнього згоряння; 3 – дизельний двигун Д21А1; 4 – газовий редуктор

Рис. 1 Зовнішній вигляд експериментального стенду на базі дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників роботи на альтернативних паливних сумішах

Метою експериментальних досліджень було порівняння основних потужнісних та паливно-економічних характеристик переобладнаного дизельного двигуна при його роботі на дизельному паливі та продуктах конвертації метанолу. Експериментальні залежності зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна Д21А1, конвертованого на метанольне паливо та продукти перетворення метанолу, наведені на рис. 2а. Аналізуючи експериментальні значення потужності було виявлено, що при номінальних оборотах ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$) ефективна потужність N на продуктах перетворення метанолу (1 кг метанолу / 6,45 кг повітря) дорівнювало 21,2 кВт. В середньому, значення ефективної потужності двигуна N , порівняно з дизельним паливом, для продуктів конверсії метанолу (1 кг метанолу / 6,45 кг повітря) збільшилось на 14 % порівняно з дизельним паливом.



а)



б)

Рис. 2 Експериментальні залежності ефективної потужності N (а) та питомої витрати палива (б) від частоти обертання колінчастого вала двигуна n для різних моторних палив

Експериментальні залежності питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала n двигуна Д21А1, що працює на дизельному паливі, метанольному паливі та продуктах конверсії метанолу, показані на рис. 2б.

Було виявлено, аналізуючи експериментальні значення потужності, що для мінімальне питоме споживання дизельного палива при об/хв. $n = 1200-1250 \text{ хв}^{-1}$ становило $212 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$; питома витрата палива при номінальних оборотах $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ становила $248 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$. Мінімальна питома витрата палива становила $386 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ для продуктів перетворення метанолу; питома витрата палива при номінальних оборотах складала $451 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$. Мінімальна питома витрата палива становила $460 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ для метанольного палива; питома витрата палива при номінальних оборотах складала $545 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$.

Висновки

Встановлено, що в середньому, величина питомої витрати палива від частоти обертання колінвала двигуна у порівнянні з дизельним паливом при роботі на 100 % продуктів конвертації метанолу підвищилась на 82 %. З врахуванням того, що ціна метанолу складає, в середньому, 10-20 % від вартості дизельного палива, переведення дизельних двигунів на роботу з використанням продуктів конверсії метанолу є дуже вигідним.

На всіх навантажувальних режимах двигуна з термохімічним реактором економічні показники його робочого циклу виявилися вищими (в середньому на 10-14 %), ніж при роботі на метанолі без термохімічного реактору. На низьких частотах обертання колінчастого вала (від 800 до 1000 хв^{-1}), показники робочого циклу практично відповідали базовим параметрам двигуна при його роботі на зрідженому метанолі. Найбільш відчутне підвищення економічності (на 14 % в порівнянні з роботою на зрідженому метанолі) спостерігалось в діапазоні частоти обертання валу $1200-1400 \text{ хв}^{-1}$ за температурі відпрацьованих газів $400-450 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Це пояснюється тим, що в даному діапазоні частоти обертання споживана реактором теплова енергія і енергія теплоносія виявляються практично однаковими.

Застосування розглянутого способу утилізації енергії випускних газів в транспортних двигунах представляється досить перспективним. Завдяки технічній простоті його реалізація не вимагає великих фінансових вкладень та кардинального переобладнання існуючого виробництва двигунів. В якості базового двигуна може бути використана будь-яка серійна модель дизельних двигунів.

Список використаної літератури

1. Panchuk, M., Kryshtopa, S., Sladkowski, A., Panchuk, A., Mandryk, I. Efficiency of production of motor biofuels for water and land transport. *Nase More* 2019, 66 (3), 6–12.
2. Afanas'ev A., Tret'yakov A. Simulation of diesel engine energy conversion processes. *Journal of Mining Institute*. 2016. 222. 839-852.
3. Cherednichenko, O. Efficiency Analysis of Methanol Usage for Marine Turbine Power Plant Operation Based on Waste Heat Chemical Regeneration. *Problemele energeticii regionale*, 2019, 1 (39), 102–111.
4. Dalena F., Senatore A., Marino A., Gordano A., Basile M., Basile A. Methanol production and applications: An overview, *Methanol, Elsevier*, 2018, 3–28.

UDC 621.7

B.P. Sereda, Doctor of Technical Sciences, Professor,

I.V. Bilozir, postgraduate student of the Department of AAG

E.E. Dibrov, applicant of the second (master's) level of higher education

Improvement of the technology of restoration of seats and guide bushings of internal combustion engine valves in the conditions of automotive maintenance facilities

As a result of the study under sliding friction conditions on the SMT-1 friction machine, the main factor affecting wear resistance is surface microhardness. [1,2] The following results were obtained during 5 hours of experimentation on samples with and without coating. The amount of wear of the coating was $70 \div 90 - 10^{-4}$ g/m², and without coating it was 1.6-1.8 times higher.

The microhardness of the coating thickness was measured using a PMT-3M microhardness tester by pressing a diamond tip in the form of a tetrahedral pyramid with a square base. The studies show that the boron layer with a depth of up to 80 μ m has a surface microhardness of 5700-6000 MPa.

In order to find the composition of powdered SCS blends and processing conditions for alloys that provide the specified properties, optimize the modes of thermal and chemical-thermal treatments, a full factorial experiment (FFE) and a fractional factorial experiment (FFE) were used.

The optimal powdered SVS charge of the following composition was obtained: 22% chromium component, 23% silicon; 15% aluminum; 3% NH₄Cl; 2% metal iodine; 45% inert aluminum oxide additive.

Studies of heat resistance have shown that under conditions of high-temperature corrosion, the chromium-aluminum-molybdenum layer on the alloy BrAzhMts10-3-1.5 has a value of $70 \div 90 - 10^{-4}$ g/m², which is significantly higher than on uncoated samples. Thus, an increase in heat resistance is achieved by 1.6-1.9 times compared to the base coating.

A new technological process has been developed to improve the wear resistance of guide bushings and valve seats in the YAMZ-236 engine of the Ural-4320 car, which consists of the following operations: dosing powders, mixing powders, loading parts and powders into the charge, carrying out the CVS process under conditions of thermal spontaneous combustion using gas transportation technology, unloading and examining the surface quality.

The implementation of the innovative project allows obtaining an economic effect in the form of reducing the cost of repairs and increasing the annual amount of net profit from the project [3].

List of references

1. Surface hardening of structural materials working with the use of composite saturating media: monograph / B.P. Sereda, I.V. Kruglyak, O.S. Baskevych, et al: DSTU, 2019. -246 c.
2. Surface hardening of materials working in conditions of complex influence of aggressive substances: monograph / B.P. Sereda, L.P. Bannikov, S.V. Nesterenko, I.V. Kruglyak and others: DSTU, 2019. -173 c.
3. Korobochka O.M. Fundamentals of calculations, design and operation of technical equipment for road transport: DSTU. - 2007 - 252 p.

УДК 629.3

М.С. Звонецький, аспірант,

М.С. Загребасв, аспірант,

О.В. Рязанцев, зав.каф., доцент, к.ф.-м.н.

О.М. С'янов, д.т.н, професор,

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

МІКРОКОНТРОЛЕРНИЙ ЗАРЯДНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЛІТІЄВИХ ТЯГОВИХ АКУМУЛЯТОРІВ

Постановка проблеми

У сучасних технологіях літієві акумулятори (ЛА) широко використовуються як джерело живлення для різних пристроїв, включаючи великогабаритну техніку (автомобілі, авіація, вантажівки, погрузувачі тощо) та портативні пристрої (дрони, мобільні телефони, іграшки) [1]. Однією з відмінних особливостей ЛА є висока щільність енергії, низька вага та розмір [2], з такою перевагою як, низький рівень саморозряду (4-5% за перший місяць використання) [3]. Втрата ємності під час використання ЛА в три рази менша [4], ніж у нікель-кадмієвих акумуляторах, як при 20°C, так і при 40°C [3]. Літієві акумуляторні батареї мають стабільні показники роботи як при високих, так і при низьких температурах, та можуть заряджатися струмом, який дорівнює ємності акумулятора (ампер-години) при температурах від 0 до 45°C, але більшість літієвих елементів живлення при низьких температурах - від 5°C і нижче - краще заряджати малим струмом [1].

З урахуванням вищезазначених переваг, літієві акумулятори мають специфічний режим заряду [2], який полягає в точному дотриманні режимів живлення постійним струмом (CC) та постійною напругою (CV) [3], і забезпечує швидкий заряд акумулятора, і збереження властивостей носія енергії, таких як високий вихідний струм, щільність енергії та стабільність вихідних показників. На відміну від аналогових зарядних пристроїв цифровий дозволяє здійснювати перезаряд елементів живлення в режимі малого струму, швидкого заряду, дозаряду, також контролювати струм і напругу в залежності від температури та ємності ЛА. Тому є актуальним дослідження мікроконтролерного зарядного пристрою для літієвих тягових акумуляторів.

Формування мети дослідження

Зарядні пристрої для ЛА працюють за принципом контрольованого заряду. Це означає, що зарядний пристрій контролює напругу та струм, що поступає до акумулятора, щоб забезпечити безпечний та ефективний процес зарядки. Першим етапом зарядки є "передзарядка", коли зарядний пристрій надає невеликий струм до акумулятора, щоб перевірити його стан [5]. Після цього пристрій переходить до етапу "швидкої зарядки" (CC), коли струм збільшується до максимального рівня, який може прийняти акумулятор. Коли акумулятор досягає певного рівня заряду, зарядний пристрій переходить до етапу "тривалої зарядки" (CV), коли струм зменшується, щоб запобігти перезарядці акумулятора [5]. Також важливою частиною ЗП для літієвих акумуляторів є система керування температурою, тому зарядний пристрій має датчики температури, які контролюють температуру та забезпечують безпечну зарядку.

Метою роботи є розробка алгоритму керування ЗП для літієвих елементів живлення з дотриманням етапів передзаряду, швидкого заряду, та тривалого режиму в якому поступово зменшується струм, а напруга залишається незмінною.

реалізації, а потужний МК забезпечує стабільний режим роботи за допомогою кристалічних осциляторів і вбудованого помножувача частоти.

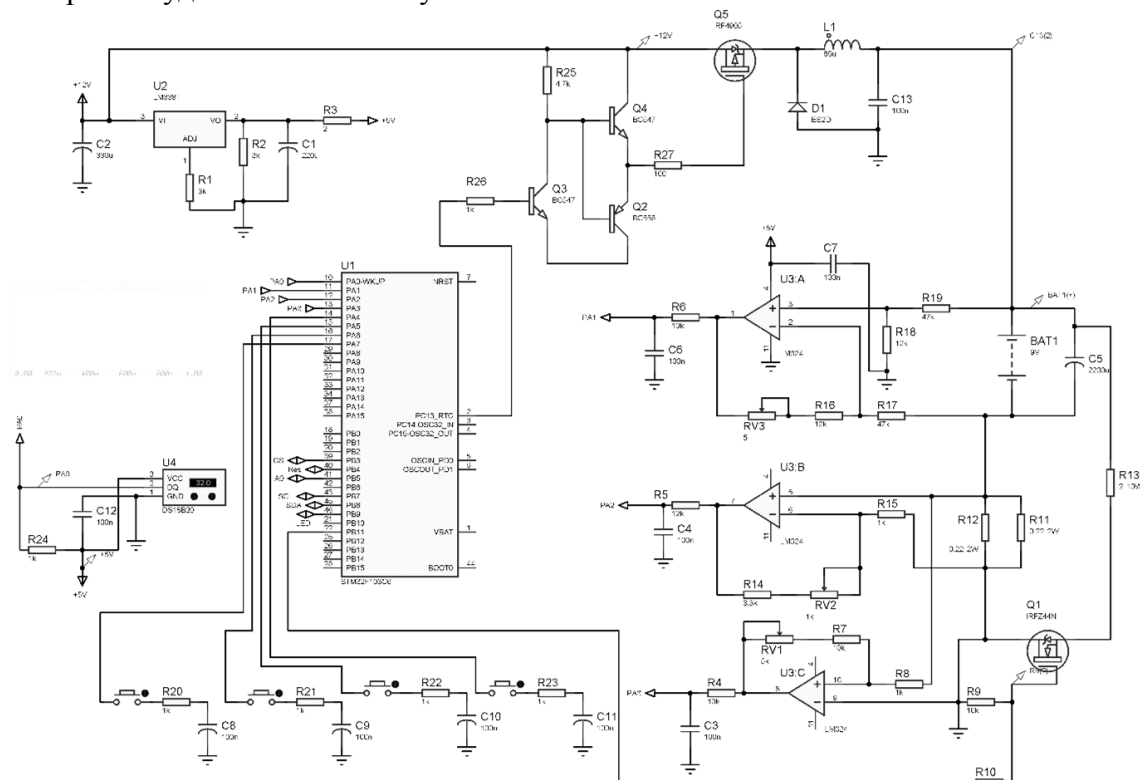


Рисунок 2 – Імітаційна модель системи керування ЗП літєвих АКБ в середовищі ISIS Proteus

Практична реалізація пристрою заряду ЛА виконана у вигляді макетного зразку. На рис. 3 приведено експериментально отримані характеристики струму $I(t)$ та напруги $U(t)$ в процесі заряду АКБ типу Samsung INR18650 [8], які підтверджують точність розробленого алгоритму роботи зарядного пристрою літєвих акумуляторів.

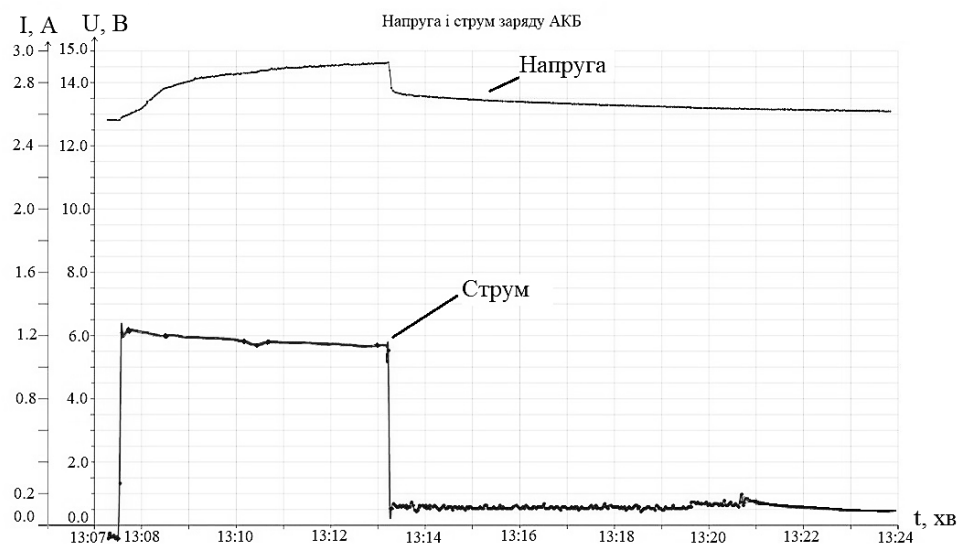


Рисунок 3 – Експериментальні характеристики $U(t)$ і $I(t)$

Висновки

В ході експериментального дослідження було підтверджено роботоспроможність алгоритму роботи розробленої схеми зарядного пристрою літєвих акумуляторів. Вихідний струм, для використовуваного АКБ (3.8В, ємністю 2.3 ампер-годин), в режимі швидкого заряду складає 1,2 А і лінійно спадає до 1,1 А. Під час роботи пристрою шкідливі коливання струму зменшуються за рахунок швидкодії використовуваного МК, в порівнянні з використанням аналогових зарядних пристроїв.

Список використаної літератури

1. Кошель М. Д. Теоретичні основи електрохімічної енергетики: підруч. / М. Д. Кошель МОН України. – Дніпропетровськ : УДХТУ, 2002. – 430 с.
2. Pinson M. B., Bazant M. Z. Theory of SEI formation in rechargeable batteries: capacity fade, accelerated aging and lifetime prediction //Journal of the Electrochemical Society. – 2013. – Т. 160. – №. 2. – С. A243-A250.
3. Guo R. et al. Mechanism of the entire overdischarge process and overdischargeinduced internal short circuit in lithium-ion batteries //Scientific Reports. – 2016. – Т. 6.
4. Волківський В.Б. «Напівпровідникові перетворювачі з підвищеною ефективністю заряду акумуляторів імпульсними асиметричними струмами» Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук, Київ – 2007.
5. Перетворювальна техніка. Підручник. Ч. 2 / Ю. П. Гончаров, О. В. Будьонний, В. Г. Морозов, М. В. Панасенко, В. Я. Ромашко, В. С. Руденко. За ред. В. С. Руденка. – Харків: Фоліо, 2000. – 360 с.
6. Дослідження впливу заряду асиметричним струмом на ємність акумуляторних батарей / Snegirev V.A., Volkivskyi V.B. // Електронна та Акустична Інженерія. – 2018.
7. IRF4905, datasheet. [Електронний ресурс]: – Режим доступу: <https://www.infineon.com/dgdl/irf4905pbf.pdf?fileId=5546d462533600a4015355e329b1197e>
8. Samsung INR18650, datasheet. [Електронний ресурс]: – Режим доступу: <http://dalincom.com/datasheet/SAMSUNG%20INR18650-25R.pdf>

UDC 621.771.016

I.V. Kruglyak¹, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,
V.S. Baiduzh¹, applicants of the second (master's) level of higher education
E.V. Sannikov¹, applicants for the second (master's) level of higher education
D.O. Kruglyak², Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

¹Dniprovsky State Technical University

²Zaporizhzhia National University

MODELING OF UNIFORM TEMPERATURE DISTRIBUTION OF ROLLED PRODUCTS FOR THE FINISHING GROUP OF STANDS FOR EXPANDING THE RANGE IN MECHANICAL ENGINEERING

Simulation of the Coylebox operation is an optional operation used for software development, operator training, and readiness verification. The external signals required for the Coylebox during the winding and unwinding operation are simulated so that the Coylebox can operate without unwinding. The only addition to the normal movements is the simulated lower position of the uncoiler, since there is the possibility of mechanical interventions when there is no

coil on the cradle rollers №1. All controls available to the operator are functional during the simulation and the operator has the full ability to intervene.

The simulation of the Coilbox operation can be performed as an autonomous simulation of the equipment operation from the entry roller conveyor of the Coilbox to the trim shear or as a simulation of the operation of a part of the mill. The parameters of the roll to be simulated are entered by the operator through the man-machine interface for off-line simulation. Any bar that can be processed in Coylebox can be simulated individually or in groups, similar to the production schedule. The Coylebox simulation software gives signals of the roughing stand speed, the presence of metal in the roughing stands and the various hot metal detectors, as if the roll were passing from the roughing stands to the finishing stands through the Coylebox.

The installation of the intermediate rewinder Coylebox is carried out both on existing mills with small intermediate roller lengths and on new mills.

One of the problems of rolling steel strips in mills is the roll temperature drop during rolling (60-90 seconds). With the introduction of the intermediate rewinder, the temperature drop, and therefore the need to accelerate the mill to higher speeds, is virtually eliminated. This considerably reduces the capacity of the finishing group and the waiting table length of the mill. In addition, the exit table length is also reduced, thanks to the lowering of the finishing speed. Coyleboxes are installed in more than 50 mills worldwide. Mainly older mills, rolling speeds below 10 m/s and semi-continuous mills with lower capacities (e.g. Eko Stahl, Germany) are equipped with wheelboxes. Experience in the use of Coylebox technology shows that the decision to use this technology must be a comprehensive one, accompanied by other decisions aimed at ensuring the required productivity of the hot rolling mill. This requirement is caused by the fact that due to the possible increase of the intermediate time between the groups of stands it is also possible to reduce the productivity of the mill.

УДК 621.762.8

Г.А. Баглюк, доктор технічних наук, професор,

М.В. Марич, кандидат технічних наук

Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України

ВИГОТОВЛЕННЯ ВИСОКОЕНТРОПІЙНОГО СПЛАВУ СИСТЕМИ Ti-Cr-Fe-Ni-C ДЛЯ СІДЕЛ КЛАПАНІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Як відомо, сідло клапана – це елемент головки блоку циліндрів двигуна, що виконує роль посадкового гнізда клапана. В процесі експлуатації автомобіля цей елемент піддається підвищеним механічним і тепловим навантаженням, внаслідок чого сідло деформується і порушується герметичність прилягання тарілки клапана до сідла. Сідла клапанів працюють в умовах значних динамічних навантажень, високих швидкостей переміщення та нерівномірного нагріву окремих ділянок. Крім того, наявне підвищене корозійно-активне середовище їх роботи [1, 2].

Для виготовлення сідел клапанів насосів використовують переважно леговані сталі з високим вмістом хрому і нікелю. Проте дані матеріали за зносостійкістю та корозійною стійкістю поступаються сучасним новим (високоентропійним) сплавам [3]. Тому метою даної роботи була розробка та виготовлення нових високоентропійних сплавів на основі системи Ti-Cr-Fe-Ni-C за технологіями порошкової металургії.

В якості вихідних матеріалів були використані промислові порошки Ti, Ni, Fe, Cr та гранули C (графіт). В процесі роботи порошкові суміші піддавалися механоактивації

шляхом спільного розмелу у планетарному млині протягом 1-2 годин у середовищі спирту. Згодом їх пресували у сталійній циліндричній прес-формі діаметром 40 мм при тиску пресування 700 МПа. Подальшу консолідацію порошкових заготовок проводили методом гарячого штампування при температурі 1100 °С у середовищі аргону на дугостаторному штампі ФБ-1732. Кінцевою технологічною операцією був відпал зразків сплаву, який проводився в індукційній електропечі в середовищі аргону при температурах 1200 – 1300 °С. Відпал тривав 2 год.

В результаті був отриманий високоентропійний еквіатомний, практично безпори́стий сплав TiCrFeNiC. Фазовий склад даного сплаву представляє собою дві основні фази – тверді розчини заміщення з ОЦК та ГЦК ґратками (1 та 2 відповідно, рис. 1). Наявність вуглецю (графіт) у складі вихідної шихти призвела до утворення *in situ* двох карбідних фаз – TiC та Cr₃C₂. Причому карбід хрому у вигляді дрібних включень наявний у ОЦК фазі, а карбід титану – у фазі ГЦК.

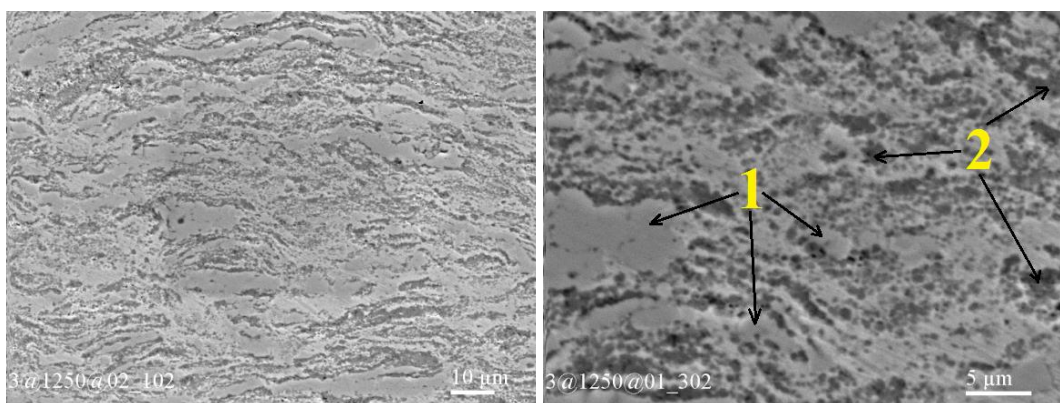


Рис. 1. СЕМ-зображення високоентропійного еквіатомного сплаву TiCrFeNiC

Максимальна твердість сплаву TiCrFeNiC складає 62 HRC. Відпал гарячештампованих сплавів та підвищення його температури з 1200 до 1300 °С призводить до монотонного зменшення відповідних значень твердості до 50 HRC (рис. 2).

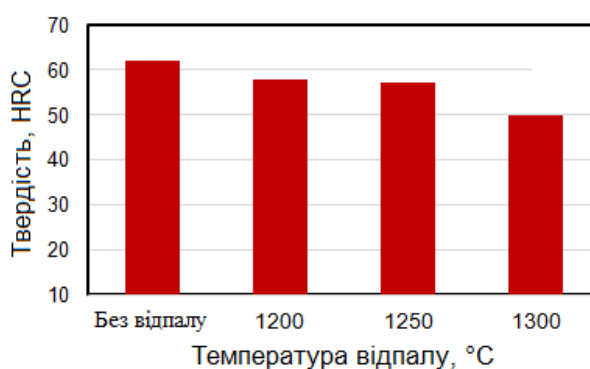


Рис. 2. Залежність твердості сплаву TiCrFeNiC від температури відпалу

Результати досліджень триботехнічних властивостей розроблених матеріалів показали досить високу зносостійкість останніх у порівнянні, зокрема, із загартованою до 50 HRC легованою сталлю 30XH3A: так, лінійний знос сплаву TiCrFeNiC (відпал 1250 °С) в залежності від швидкості тертя ~ в 1,5÷1,8 рази менший від аналогічного параметру контрольного сталевго зразка. Коефіцієнт тертя становить 0,32÷0,39 в залежності від

швидкості тертя (табл. 1). При збільшенні температури відпалу коефіцієнт тертя монотонно зростає, що пояснюється деяким зростанням пластичності відпалених сплавів.

Таблиця 1. Тріботехнічні характеристики отриманого сплаву TiCrFeNiC після відпалу при 1250 °C

Лінійна швидкість, м/с	Лінійний знос, мкм/км		Масовий знос, $I_m \cdot 10^{-4}$, г/км		Коефіцієнт тертя (для TiCrFeNiC)
	TiCrFeNiC	Сталь 30ХН3А	TiCrFeNiC	Сталь 30ХН3А	
4		1,79	0	1,01	0,39
8		2,47	0	1,57	0,35
12		2,98	1	2,66	0,32

Розроблений гарячештампований високоентропійний сплав TiCrFeNiC може бути рекомендовано для виготовлення сідел клапанів двигунів автотранспорту.

Література:

1. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. К.: Либідь, 2018. 400 с.
2. Кошель С. О., Березін Л. М., Кошель Г. В. Технічна механіка. К.: Центр навчальної літератури, 2020. 156 с.
3. Microstructures and properties of high-entropy alloys / Y. Zhang, T. T. Zuo, Z. Tang [et al.] // Progress in Materials Science. 2014. Vol. 61. P. 1–93.

УДК 621.762.8

О.В. Толочина¹, кандидат технічних наук,

О.І. Толочин¹, кандидат технічних наук,

Г.А. Баглюк¹, доктор технічних наук, член-кореспондент, професор,

¹ Інститут проблем матеріалознавства ім.І.М.Францевича НАН України

ГАРЯЧЕШТАМПОВАНИЙ КОМПОЗИТ НА ОСНОВІ АЛЮМІНІДА ЗАЛІЗА ЯК ЗАМІНА НЕРЖАВЮЧОЇ СТАЛІ В СИСТЕМІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Постановка проблеми

Дизельні двигуни характеризуються високою надійністю, економічністю, «тяговитістю» і витривалістю. Технічний стан елементів паливної системи обумовлює ефективну потужність двигуна, характер пуску і роботу дизеля, витрату палива і його питому економію. Великий знос елементів системи живлення може викликати різке зниження технічних характеристик двигуна аж до його відмови, тому у дизельних двигунах зростає попит на новітні матеріали, що будуть задовільняти вищеперерахованим вимогам [1]. Проставки форсунок дизельних двигунів виготовляються з високоякісних сталей, які характеризуються здатністю працювати при підвищених температурах і мають високий рівень міцності і зносостійкості, наприклад, сталь ШХ15, ХВГ, 18Х2Н4МА. Проте, альтернативними перспективними матеріалами-кандидатами вважаються алюмініди заліза, так як характеризуються чудовою корозійною (окислювальною, сульфідацийною) стійкістю, високими механічними властивостями, жаростійкістю та жароміцністю, технологічністю та низькою вартістю [2–4].

Формування мети дослідження

Таким чином, мета даного дослідження полягала в отриманні та розробці технологічного процесу виготовлення дисперсно-зміцненого композита на основі алюмініду заліза для вироблення проставки форсунки дизельного двигуна та проведення випробування експериментальної проставки в реальних умовах.

Виклад основного матеріалу

Для виготовлення заготовки проставки форсунки був обраний композит на основі алюмініда заліза Fe-15%Al-2%TiB₂. Для отримання інтерметаліду використовувалися порошки заліза, алюмінію та дибориду титану з наступним синтезом інтерметалідної фази та консолідацією методом гарячого штампування (рис. 1). Для гомогенізації структури застосовували відпал при температурі 1300 °С.

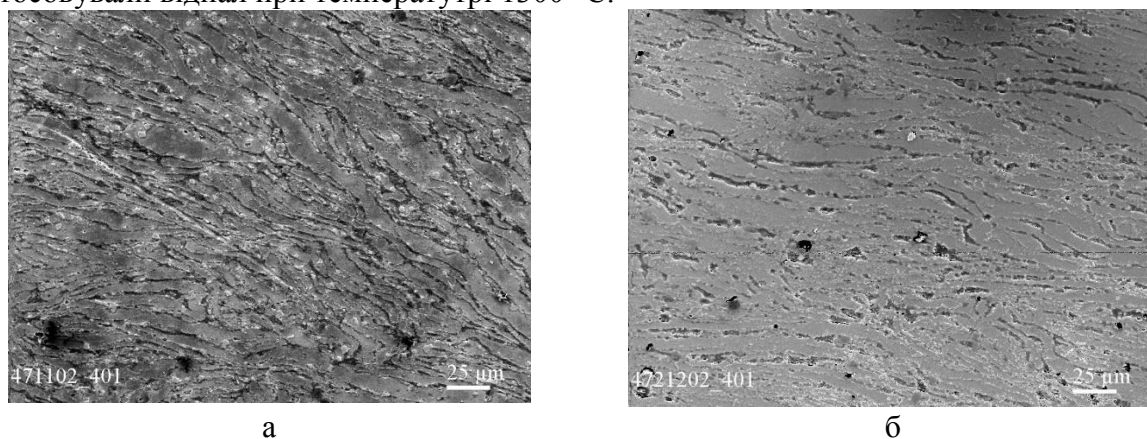


Рисунок 1 — Структура композиту на основі інтерметаліду Fe-15% Al-2% TiB₂ після гарячого штампування і подальшого відпалу при 1300 °С

Встановлено, що застосування гарячого штампування для ущільнення композиту на основі алюмініду заліза при температурі 1150 °С дозволило отримати композит Fe-15Al-2TiB₂ з щільністю 6,33 г/см³. Додатковий відпал зразків після гарячого штампування практично не вплинув на зміну щільності. Проведення випробувань на механічні властивості показало, що міцність на вигин становить 1298 МПа, тріщиностійкість – 23,5 МПа·м^{1/2}, твердість за Віккерсом – 2,6 ГПа. Подальша високотемпературна обробка призвела до деякого зниження міцності до значення 1000 МПа, тріщиностійкості - 19 МПа·м^{1/2}, твердості – 2,4 ГПа, що може бути пов'язано з деяким укрупненням структури після відпалу і впливом оксидних прошарків у структурі сплаву.

Таким чином, отриманий композит показав високі механічні характеристики, що створює передумови для забезпечення підвищеного ресурсу роботи проставки форсунки, яка працює в екстримальних умовах експлуатації – впливу високих тисків і теплових навантажень. Слід також зазначити, що проставка є змінною деталлю форсунки, і ремонту не підлягає.

Для експлуатаційних випробувань експериментальної проставки форсунки використовували дизельний восьмициліндровий двигун КАМАЗ 740.30 з турбонаддувом, з потужністю 260 к.с., об'єм якого становить 10,85 літрів. Експериментальну проставку із композиційного матеріалу Fe-15%Al-2%TiB₂ встановлювали в форсунку 33.1112010-03, яка працювала в паливному ланцюгу двигуна КамАЗ-740. Технічний огляд форсунки проводили через 1000 мотогодин роботи двигуна.

Встановлено, що висота експериментальної проставки із композиту Fe-15Al-2TiB₂ за 1000 мотогодин роботи зменшилася з 9,00 мм до 8,95 мм. На промислових проставках із сталі 18Х2Н4МА висота деталі зменшилася з 9,00 мм до 8,92 мм. Глибоких рисок та

дефектів на поверхнях проставок не знайдено. За проведеними випробуваннями сталюї та композиційної проставок виявлено, що зношування проставки з композиту на основі алюмініду заліза менше в 1,6 рази порівняно з промисловою, тому розроблений композиційний матеріал Fe-15%Al-2%TiB₂ рекомендується для виготовлення проставок форсунок дизельних двигунів.

Висновки

Розроблено технологічний процес виготовлення дисперсно-зміцненого композита на основі алюмініду заліза для виготовлення проставки форсунки дизельного двигуна. За результатами експлуатаційних випробувань встановлено, що після 1000 мотогодин експлуатації інтенсивність зносу контактної поверхні проставки, виготовленої із композиту на основі алюмініду заліза, в 1,6 разів нижче, ніж промислової проставки із сталі 18X2H4MA. Отже, являє собою відмінну заміну нержавіючої сталі в системі дизельного двигуна.

Список використаної літератури

1. Moszner F, Peng J, Suutala J, Jasna U, Damani M, Palm M. Application of Iron Aluminides in the Combustion Chamber of Large Bore 2-Stroke Marine Engines. *Metals*. 2019; 9(8):847.
2. Stoloff, N. Iron aluminides: Present status and future prospects. *Mater. Sci. Eng. A* 1998, 258, 1–14.
3. Palm, M. Fe-Al materials for structural applications at high temperatures: Current research at MPIE. *Int. J. Mater. Res.* 2009, 100, 277–287.
4. Morris, D.G.; Muñoz-Morris, M.A. Recent developments toward the application of iron aluminides in fossil fuel technologies. *Adv. Eng. Mater.* 2011, 13, 43–47.

УДК 621.432.4

Г.І. Слинко¹, доктор технічних наук, професор,

Р.Ф. Сухонос¹, старший викладач,

В.В. Слинко¹, старший викладач,

¹ Національний університет «Запорізька політехніка»

АНАЛІЗ НАПРЯМКІВ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ 2-ТАКТНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Постановка проблеми

Двотактні двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) відомі дуже давно. Тривалий час вони успішно конкурували з 4-тактними ДВЗ, оскільки мають в 1,3...2 рази вищу літрову потужність. Проте широкому використанню 2-тактних двигунів в наші дні заважає більша витрата палива та гірші екологічні показники (головним чином – викиди вуглеводнів). І обидва цих фактори зумовлені особливостями робочого процесу 2-тактних ДВЗ.

Формування мети дослідження

У 4-тактних ДВЗ процеси випуску відпрацьованих газів і впуску свіжого робочого тіла (це може бути повітря або паливоповітряна суміш) значно відокремлені. Перетікання газів здійснюється за допомогою клапанного механізму газорозподілу, який дозволяє забезпечити мінімальні втрати палива при продувці циліндра. А допоміжні системи змінювання тривалості та/або висоти відкриття клапанів дозволяють здійснювати більш

якісну очистку циліндра від відпрацьованих газів на різних режимах, тим самим збільшувати наповнення циліндрів свіжим зарядом робочого тіла.

В більшості існуючих конструкцій 2-тактних карбюраторних ДВЗ газообмін здійснюється поршнем, внаслідок руху якого робоче тіло та відпрацьовані гази переміщуються між окремими порожнинами двигуна через канали в блоці циліндрів. При цьому при видаленні відпрацьованих газів з циліндра (поршень рухається до нижньої мертвої точки) свіжий заряд (паливоповітряна суміш) заповнює циліндр, прямує відразу за відпрацьованими газами та частково потрапляє безпосередньо у випускну систему. Точно відсікти свіжий заряд паливоповітряної суміші від відпрацьованих газів зазвичай не є можливим, тим більше робити це однаково ефективно на різних швидкісних режимах. Тобто, процеси впуску і продувки самі по собі є причиною збільшеної витрати палива та викидів вуглеводнів у відпрацьованих газах 2-тактних ДВЗ. Тому є актуальним питання пошуку перспективних технічних рішень цієї проблеми.

Виклад основного матеріалу

Існує декілька перспективних напрямків щодо підвищення економічності та екологічності 2-тактних ДВЗ.

1) Викиди вуглеводнів в систему випуску можна скоротити, направляючи частину відпрацьованих газів (із певним % недопаленого палива) назад до циліндра. На практиці це реалізується двома способами. По-перше, за рахунок використання явищ резонансу у системі випуску. В найпростішій конструкції випускна система 2-тактного двигуна являє собою подвійний усічений конус, в якому за рахунок ефекту резонансу пульсуючих відпрацьованих газів частина цих газів повертається до камери згорання [1]. Регулювання розмірів елементів системи випуску дозволяє зробити цей процес ефективним в широкому діапазоні обертів двигуна.

Другий спосіб – рециркуляція частини відпрацьованих газів – реалізується через додатковий канал рециркуляції, що поєднує випускний канал з кривошипною камерою. При відкритті цього каналу рециркуляції, що здійснюється зміною положення поршня, частина відпрацьованих газів перетікає до кривошипної камери, і далі знову потрапляє до циліндра.

Використання цих заходів дозволяє зменшити питому витрату палива до 10...12 %.

2) Одне з найбільш ефективних і одночасно найдорожчих рішень – організація безпосереднього впорскування палива в циліндр в момент часу, точно розрахований електронним блоком керування із врахуванням реальної температури двигуна, положення дросельної заслінки, кута повороту колінчастого валу, атмосферного тиску [2]. Безпосереднє впорскування дозволяє подавати дрібно розпорошене паливо в стиснене повітря в момент часу, коли впускний канал вже перекритий поршнем. Головним недоліком систем безпосереднього впорскування є їх підвищена вартість внаслідок ускладнення конструкції. Так, на 2-циліндрових підвісних лодочних двигунах перехід від карбюраторного сумішоутворення на безпосереднє впорскування вимагає додавання від 13 до 26 складальних одиниць, зокрема, паливних форсунок, фільтрів, паливних насосів і паливопроводів високого тиску, електронної системи керування впорскуванням та запалюванням тощо [3].

Дещо більш простою є система розподіленого впорскування, у якій паливо впорскується у продувочний або у впускний канал. В таких системах зменшений тиск палива (зазвичай близько 0,3 МПа), проте кількість деталей все одно приблизно така ж як і в системах безпосереднього впорскування. У порівнянні з карбюраторними двигунами, зменшується опір на впуску, а за рахунок більш дрібного розпилення палива склад паливоповітряної суміші наближається до стехіометрії, забезпечується більш швидка зміна складу суміші на перехідних режимах, полегшується холодний запуск.

3) З точки зору авторів, наразі найбільш перспективним способом покращення економічних та екологічних властивостей 2-тактних ДВЗ є організація пошарового введення свіжого заряду. На початку продувки до циліндру спочатку потрапляє повітря (або дуже збіднена паливоповітряна суміш), а тільки потім подається паливоповітряна суміш необхідного (або збагаченого) складу. Пошарове сумішоутворення більшість виробників двигунів здійснюють за допомогою систем впорскування [2]. А в двигунах Husqvarna (технологія X-Torq), Zenoah і RedMax (Strato-Charged), Stihl (2-MIX) повітря та готова паливоповітряна суміш подаються до циліндра різними каналами. У вказаних двигунах до потрапляння в циліндр продувочне повітря зовсім не контактує з бензином та моторним маслом, чим забезпечується зменшення викидів вуглеводнів до 75 %. А точне своєчасне відсікання потоків відпрацьованих газів, повітря, паливоповітряної суміші поршнем забезпечує покращення ефективних показників двигуна до 20 %.

Висновки

За результатами аналізу конструкції 2-тактних ДВЗ різних типів можна стверджувати, що найбільш перспективними є системи пошарового сумішоутворення з продувкою чистим повітрям, яке подається окремим каналом, не через кривошипну камеру. Незалежно від способу сумішоутворення (карбюраторне чи форсунками з електронним керуванням), такі двигуни забезпечують суттєве підвищення питомої потужності, економію палива, скорочення викидів вуглеводнів.

Список використаної літератури

1. Слинько Г. І. Дослідження впливу резонансного наддуву бензинового двотактного двигуна на його ефективні і екологічні характеристики / Г. І. Слинько, В. П. Лук'яненко // Тиждень науки – 2015 : зб. тез доп. наук.-практ. конф. викладачів, науковців, молодих учених, аспірантів, студентів ЗНТУ. В 5 т. Т. 1. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2015. – С. 210.
2. Корогодський В. А. Наукові основи перспективних робочих процесів двигунів з іскровим запалюванням при внутрішньому сумішоутворенні : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / Корогодський Володимир Анатолійович. – Харків, 2018. – 499 с.
3. Дмитриев П. 2-х тактные двигатели с системой впрыска масла [Електронний ресурс] / П. Дмитриев. – Сайт «kater.ua». – 2013. – Режим доступу: http://kater.ua/usefull/articles/2kh_taktnye_dvigateli_s_sistemoy_vpryska_masla/

УДК 621.43

Т.М.Колеснікова¹, кандидат технічних наук, доцент,

Р.О.Гела¹, асистент,

А.Р.Бучок¹, студ. гр. АТ-22мп,

¹Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА, ЩО ПРАЦЮЄ ЗА ЦИКЛОМ МІЛЛЕРА

Постановка проблеми

Підвищення паливної економічності ДВЗ вимагає оптимізації робочих процесів і конструкції двигунів. Розробляються і реалізуються нові кінематичні схеми, способи сумішоутворення і регулювання конструктивних параметрів двигуна, які раніше малися на

увазі нерегульованими, - ступінь стиснення, робочий об'єм, фази газорозподілу, турбонаддуву та ін.

Формування мети

На стадії проектування двигунів внутрішнього згоряння зберігається необхідність проведення термодинамічних теплових розрахунків двигуна із застосуванням нових технічних рішень, зокрема застосування нетрадиційних робочих циклів.

Виклад основного матеріалу

При створенні двигунів з іскровим запалюванням можуть бути застосовані різні способи підвищення ККД, зокрема застосування циклу Міллера, в якому дійсний (ефективний) ступінь стиснення зменшується за рахунок укороченого такту впуску без зміни геометричного ступеня стиснення. І хоча Р.Міллер розробляв свій цикл для зниження теплонапруженості дизелів із високим ступенем наддуву, його застосування з урахуванням деяких доповнень для двигунів з іскровим запалюванням дає змогу обійтися мінімальними змінами в конструкції базового дизельного двигуна, і його успішна реалізація сприятиме не тільки створенню високоекономічного бензинового двигуна, а й зниженню його собівартості. [1]. Як відомо, зниження дійсного ступеня стиснення за рахунок укороченого такту впуску може бути досягнуто двома способами - пізнім і раннім закриттям впускного клапана. В роботі представлена математична модель, яка враховує кінематику двигуна, а також варіанти регулювання як навантаження двигуна, так і ступеня стиску по методу Міллера. При відкритому впускному клапані в циліндр надходить кількість свіжого заряду, рівне $dm_{\text{вп}}$, при цьому впускний клапан закривається, залишаючи в циліндрі необхідну кількість заряду. Для розрахунку робочого процесу на ділянці впуску визначено поточні параметри стану в циліндрі двигуна p , V , T і кількість робочого тіла m , використовуючи наступні рівняння в диференціальній формі:

1. Рівняння збереження маси:

$$dm = dm_{\text{вп}} - dm_{\text{вит}}, \quad (1)$$

де dm – зміна маси заряду в циліндрі.

2. Рівняння балансу енергії перетворене до виду

$$dp = \left[\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_{\text{вп}}}{\rho_{\text{вп}}} dm_{\text{вп}} - \frac{p}{\rho} dm_{\text{вит}} - p dV \right) + dQ \right] \frac{k-1}{V}. \quad (2)$$

3. Рівняння стану для ідеального газу:

$$pV = mRT \quad (3)$$

Об'єм циліндра в розглянутий момент часу визначається кутом ϕ по формулі:

$$V = V_r + 0,5V_{h\phi} \alpha \phi. \quad (4)$$

де $V_{h\phi}$ – регульований робочий об'єм одного циліндра;

$\alpha \phi$ – кінематична функція переміщення поршня, що для різних типів двигунів має свій вид.

Рівняння потоку енергії через впускний клапан:

- для випадку надходження свіжого заряду із впускного трубопроводу в циліндр:

$$dE_{\text{вп}} = d(h_{\text{вп}} m_{\text{вп}}); \quad (5)$$

- для випадку витікання суміші із циліндра у впускний трубопровід:

$$dE_{\text{вит}} = d(h_{\text{вит}} m_{\text{вит}}), \quad (6)$$

де $h_{\text{вп}}$, $h_{\text{вит}}$ – ентальпія суміші, що надходить у циліндр і що витікає із циліндра.

Визначимо $dm_{\text{вп}}$ і $dm_{\text{вит}}$ з відомого рівняння витрати газу Сен-Венана-Ванцеля [2]:

$$\left. \begin{aligned} dm_{\text{вп}} &= \mu_{\text{вп}} f_{\text{вп}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{\text{вп}} \rho_{\text{вп}} \left[\left(\frac{p}{p_{\text{вп}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_{\text{вп}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi && \left. \begin{aligned} &\text{при } p \leq p_{\text{вп}}, \\ &p / p_{\text{вп}} > \beta_{\text{кр}}; \end{aligned} \right\} \\ dm_{\text{вп}} &= -\mu_{\text{вп}} f_{\text{вп}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p \rho \left[\left(\frac{p_{\text{вп}}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{вп}}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi && \left. \begin{aligned} &\text{при } p > p_{\text{вп}}, \\ &p_{\text{вп}} / p > \beta_{\text{кр}}. \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\}; \quad (7)$$

де $\mu_{\text{вп}}, \mu_{\text{вит}}$ – коефіцієнти витрати впускного клапана в період відповідно впуску й витікання заряду;

$f_{\text{вп}}, f_{\text{вит}}$ – поточна площа прохідного перерізу впускного вікна при впуску й витіканні заряду;

$p_{\text{вп}}, \rho_{\text{вп}}$ і p, ρ – тиск і густина у впускному трубопроводі відповідно перед впускним клапаном і в циліндрі;

φ – кут повороту колінчастого вала від в.м.т. в ° п.к.в.;

n – частота обертання колінчастого вала у хв⁻¹;

$\beta_{\text{кр}}$ – критичне відношення тисків.

$$\beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (10)$$

Для ділянки n -ах приймається для розрахунку формула (7) у зміненому вигляді з урахуванням умов протікання процесу виштовхування робочої суміші, що приводить до зменшень навантаження двигуна:

$$m_{\text{en}} = \frac{\sigma \varphi \cdot V}{R_{\text{в}} \cdot T_{\text{в}}}, \quad (11)$$

де $R_{\text{в}}$ – питома газова стала повітря;

$T_{\text{в}}$ – температура повітря.

Поточний коефіцієнт наповнення:

$$\eta_{\text{вц}} = \frac{m}{V h_{\text{x}} \rho_0} = \frac{4m}{\pi D^2 S_{\text{x}} \rho_0}. \quad (12)$$

Індикаторна робота процесу впуску:

$$L_{\text{вп}} = \int_{V_r}^{V_{\text{ax}}} p dV. \quad (13)$$

Висновок

Розроблено математичну модель розрахунку процесу впуску на часткових режимах роботи двигуна, отримані аналітичні залежності дозволяють відстежити вплив параметрів в процесі впуску на індикаторні та ефективні показники роботи двигуна.

Список використаної літератури

1. Kentfield J.A.C., Fernandes L.C.V. Friction Losses of a Novel Prototype Variable Expansion- Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke Engine. SAE Paper 972659, 1997.
2. Schwanderlapp M., Habermann K., Yapici K. Variable Compression Ratio - A Design Solution for Fuel Economy Concepts. SAE Paper, 2002-01-1103, 2002.
3. Mallikarjuna J.M., Ganesan V. Theoretical and Experimental Investigations of Extended Expansion Concept for SI Engines. SAE Paper, 2002-01-1740, 2002.
4. Woschni G. A Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine // SAE Trans. 1967. No. 670931. P. 174–180.

УДК 629.01

О.О. Сасов¹, кандидат технічних наук, доцент,

О.О. Передістий¹, здобувач другого (магістерського) рівня вищої освіти

¹Дніпровський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТИПУ ПНЕВМАТИЧНИХ ШИН І ШВИДКОСТІ РУХУ АВТОТРАНСПОРТУ НА РІВЕНЬ ШУМОВОГО ЗАБРУДНЕННЯ

Постановка проблеми

Ряд нормативних актів України містить положення щодо захисту населення та навколишнього середовища від шкідливого впливу шуму.

Відповідно до Закону України „Про охорону навколишнього природного середовища“, Закону України „Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення“ органи державної виконавчої влади, місцевого самоврядування, підприємства, установи, організації та громадяни при здійсненні своєї діяльності зобов'язані вживати необхідні заходи щодо запобігання та недопущення перевищення встановлених рівнів акустичного впливу на навколишнє природне середовище і здоров'я людини. Використання джерел, що генерують цей фізичний фактор у виробництві, побуті та з іншою метою, допускається за умови дотримання санітарних норм, які передбачені Державними санітарними правилами планування і забудови населених пунктів від 19 червня 1996 року.

Одним з джерел шумового забруднення населених територій є зовнішній шум. У багатьох населених пунктах України внесок автомобільного транспорту в загальний шумовий фон становить до 80 %. Для обмеження рівня шумового фону зовнішній шум автомобільного транспорту нормують. Згідно чинних нормативно-правових актів встановлено допустимі рівні зовнішнього шуму для транспортних засобів, які не повинні перевищувати у легкових автомобілів 84 дБА, вантажних автомобілів та автобусів – 92 дБА, мотоциклів – 86 дБА [1].

Формування мети дослідження

Основною метою дослідження є визначення впливу типу пневматичних шин та швидкості руху автотранспортних засобів на рівень шумового забруднення навколишнього середовища.

Виклад основного матеріалу

Характеристика шуму дуже суттєво залежить від типу автотранспортного засобу: - легкові автомобілі — 70 ÷ 80 дБА; - автобуси — 80 ÷ 85 дБА; - вантажні автомобілі — 85 ÷

95 дБА. Рівень шуму істотно змінюється в залежності від типу двигуна, технічного стану транспортного засобу, режиму та швидкості руху, завантаженості, інтенсивності руху. Змінюються також основні джерела шуму: за швидкості руху $75 \div 80$ км/год та повної завантаженості транспортного засобу основним джерелом шуму є двигун; за швидкості $80 \div 100$ км/год основним джерелом шуму є автомобільні шини. Для деяких типів і моделей автотранспортних засобів, а також залежно від їх технічного стану, шум від шин переважає вже за швидкості $50 \div 60$ км/год.

Шум від шин виникає внаслідок обтікання їх потоком повітря, стиснення та видалення повітря в межах зони контакту з покриттям, вібрації шини. На рівень шуму значною мірою впливає конструкція шин, ступінь їх зношеності та швидкість руху транспортного засобу. Різниця у рівнях звуку «найбільш шумних» і «найбільш тихих» шин, складає 20 дБА. За швидкості руху автомобіля 40 км/год рівні шуму відповідно досягають 90 і 70 дБА. Конструкція малюнка протектора шини може змінювати рівень шуму в діапазоні від 63 до 90 дБА за однакових умов руху [2].

На сьогодні виробники автомобільних пневматичних шин пропонують споживачам вироби з чотирма основними форматами протектора: неспрямований симетричний, спрямований симетричний, неспрямований асиметричний та спрямований асиметричний, кожен з яких має своє призначення та особливості. Найменший шум виникає від шин зі спрямованим симетричним гладеньким малюнком протектором, найбільший шум створюють шини які мають неспрямований асиметричний тип протектора з великими шашками.

Значний вплив на рівень шумового забруднення має шорсткість поверхні дорожніх покриттів. Органи слуху людини є дуже чутливими до діапазону частот від 1000 до 3000 Гц. Збільшення шорсткості дорожнього покриття призводить до більшого зростання рівнів звукового тиску саме в діапазоні частот вище 1000 Гц. Ступінь впливу шорсткості поверхні дорожніх покриттів на зовнішній шум різна для різних типів транспортних засобів. Для вантажних автомобілів цей вплив незначний, адже основними джерелами шуму у них є двигун і трансмісія. Для легкових автомобілів цей вплив помітніший, особливо за високих швидкостей руху. При цьому слід зазначити, що зволоження дорожнього покриття підвищує рівень транспортного шуму не менше, а в багатьох випадках і більше, ніж підвищення шорсткості дорожнього покриття. Так для дорожнього покриття типу «дрібнозернистий асфальтобетон» шорсткістю 0,3-0,43 мм у сухому стані рівень звукового тиску складає 72 дБА, при швидкості руху легкового автомобіля 80 км/год, то у зволоженому стані дорожнього покриття рівень звукового тиску складає 77,5 дБА.

Висновки

Надмірний шум має шкідливий вплив на населення та навколишнє середовище. Одним з джерел шумового забруднення населених територій є зовнішній шум. Внесок автомобільного транспорту в загальний шумовий фон становить до 80 %. За швидкості руху $75 \div 80$ км/год та повної завантаженості транспортного засобу основним джерелом шуму є двигун; за швидкості $80 \div 100$ км/год основним джерелом шуму є автомобільні шини. На рівень шуму значною мірою впливає конструкція шин, ступінь їх зношеності та швидкість руху транспортного засобу. В залежності від конструкції шини та типу малюнка протектора рівень шуму може змінювати в діапазоні від 63 до 90 дБА за однакових умов руху. Значний вплив на рівень шумового забруднення має шорсткість поверхні дорожніх покриттів. Зволоження дорожнього покриття підвищує рівень транспортного шуму не менше, а в багатьох випадках і більше, ніж підвищення шорсткості дорожнього покриття.

Список використаної літератури

1. ДЕРЖАВНІ САНІТАРНІ НОРМИ допустимих рівнів шуму в приміщеннях житлових та громадських будинків і на території житлової забудови [Електронний ресурс], 2019. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0281-19#n14>.
2. Транспортна екологія: навчальний посібник / О. І. Запорожець, С. В. Бойченко, О. Л. Матвєєва, С. Й. Шаманський, Т. І. Дмитруха, С. М. Маджд; за заг. редакцією С. В. Бойченка. – К.: НАУ, 2017. – 507 с.

УДК 621.74

О.В. Диха, доктор технічних наук, професор, tribosenator@gmail.com

М.В. Гетьман, аспірант, hetmanmisha2403@gmail.com

Хмельницький національний університет

ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВНО-МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ, ОТРИМАНИХ З ВІДПРАЦЬОВАНИХ КУЛІНАРНИХ ОЛІЙ В АВТОМОБІЛЬНІЙ ГАЛУЗІ

Постановка проблеми

Останнім часом у світі все більше науковців приділяють увагу використанню матеріалів здобутих шляхом перероблення залишків побутового або промислового виробництва. Тому дослідження процесів рециклінгу відпрацьованих кулінарних олив в якості експлуатаційних матеріалів для автомобільної галузі набуває все більшої популярності серед науковців.

Формування мети досліджень

В багатьох розвинених країнах світу стоїть питання утилізації відпрацьованої кулінарної олії (WCO). Утилізація відпрацьованої кулінарної олії є однією з основних причин забруднення навколишнього середовища. Особливо дана проблема стоїть гостро в густонаселених регіонах нашої планети. Оскільки, кулінарна олія має простий хімічний склад, а також непогані змащувальні властивості, це дає змогу використовувати (WCO) як основний будівельний блок для виготовлення палива, мастил. Тому, якщо використання переробленої (WCO) здобуде широкого застосування у світі, це дасть можливість частково вирішити одразу декілька питань використання таких матеріалів в автомобільній галузі, та й в інших промислових застосуваннях у світі в цілому [1].

Виклад основного матеріалу

Естери на основі синтетичних та рослинних олив є найкращим вибором для виготовлення та розробки екологічно чистих паливно-мастильних матеріалів. Розроблені мастильні матеріали знаходять досить широке використання у рідинах для гідравлічних систем автомобільної галузі, а також як індустріальні трансмісійні мастила. Однією з проблем, при розробці, біорозчинного та безпечного мастила на основі рослинної олії, є розробка синтетичних мастил нового покоління, які з високою швидкістю замінюють інші типи мастил на світовій арені. Синтетичні мастила нового покоління, крім того що не

втрачають своїх змащувальних властивостей, порівняно з своїми попередниками, а й підвищили свої показники не тільки в основних характеристиках притаманних для масел, а також в таких властивостях як: безпечність, економічна доцільність, легкість в утилізації. Тому, враховуючи вище перераховані переваги мастил нового покоління, можна констатувати той факт, що розробка мастил на основі відпрацьованої рослинної оливи стає дедалі ще більш важливою. Отже, в отриманому мастилі, яке виготовлене шляхом хімічної модифікації відпрацьованої кулінарної олії, крім екологічності та економічної доцільності використання, необхідно отримати високі змащувальні та протиокисні властивості. Саме ці показники є основними при подальшому використанні мастила в різних галузях [2].

Рослинні оливи в основному є тригліцеридами. Надлишок насичених довголанцюгових жирних кислот призводить до поганих показників при низькій температурі, тоді як надлишок деяких поліненасичених жирних кислот призводить до несприятливої поведінки окиснення та смолення при високих температурах. Хімічна структура надає цим естерам високу природну в'язкість (індекс в'язкості), а також відповідає за структурну стабільність в діапазонах робочих температур. Температура спалаху (WCO) висока, яка корелює з дуже низьким тиском пари та летючістю, таким чином зменшує або усуває потенційні небезпечні фактори під час використання даної речовини в техніці. Разом з тим вони мають низьку стійкість до окислення порівняно з мінеральними мастилами і взагалі вони не витримують температур понад 80 °C. Однак використання відповідних антиоксидантів може допомогти подолати ці негативні властивості, що дозволяє використовувати модифіковану кулінарну олію в автомобільній галузі в якості мастила. Ці масла також менш гідролітично стійкі, більше піняться і мають нижчу здатність до фільтрації, ніж аналогічні мінеральні масла. Враховуючи дані недоліки можна констатувати, що продукти на основі рослинної олії ідеально підходять для застосувань як мастило для приводів в переробних машинах, де мастило використовується одноразово і має низьку токсичність. Вони також добре підходять для використання в умовах гідравлічних систем під низьким тиском або в умовах малонавантажених зубчастих передачах, робоча температура яких зазвичай не перевищує 70°C і де є невелика ймовірність проникнення води або сильного забруднення.

Також збільшується попит на використання модифікованої кулінарної оливи в холодних кліматичних умовах в якості гідравлічного або моторного масла, де підвищується гідравлічний тиск (>7000 psi). Ці масла також можуть застосовуватись як трансмісійні мастильні матеріали через їх здатність забезпечувати більш низькі робочі температури та нижчий коефіцієнт тертя, обидва показники в даному випадку допомагають зменшити знос. Ці мастила, як правило, сумісні з мінеральними маслами, і, як наслідок, немає вимог до значного промивання перед застосуванням [2].

Сьогодні деякі виробники змішують складні дієфіри з синтетичними консистентними мастилами для отримання базових масел, які є біорозкладними, мають хорошу розчинність, стійкість до окислення та гарні температурні характеристики в'язкості. Інші змішують синтетичні дієфіри з ріпаковою олією, щоб отримати аналогічні результати. Отже прагнуть максимізувати здатність до біологічного розкладання та мінімізації екотоксичності мастильних матеріалів для зменшення впливу на навколишнє середовище.

Завдяки простим процесам, таких як очищення та хімічна модифікація за допомогою простих антифрикційних та зносостійких присадок, є можливість покращити базові властивості мастильного матеріалу отриманого на основі відпрацьованої кулінарної олії.

Висновки

Отже відпрацьована кулінарна олія (WCO) є цінним джерелом сировини з широким спектром застосування. Більше того через свою природу та широку доступність (WCO) може використовуватись як мастильний матеріал в автомобільній галузі.

Список використаної літератури

1. M.P. Prathviraj, M. Prathviraj, Augustine Samuel, A. Samuel, & K. Narayan Prabhu, K. Narayan Prabhu. (0000). Reprocessed waste sunflower cooking oil as quenchant for heat treatment. Journal of cleaner production, 269, 122276. doi: 10.1016/j.jclepro.2020.122276.
2. Nagendramma, P., & Kaul, S. (2012). Development of ecofriendly/biodegradable lubricants: An overview. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 16, 764-774.

Секція 5.
СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ
УКРАЇНИ. ПРОГНОЗУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТЕХНІКИ В СІЛЬСЬКОМУ
ГОСПОДАРСТВІ

УДК 621.876.2

І.В. Бельмас, доктор технічних наук, професор,

Б.Б.Єфанов, пошукач вищої освіти другого (магістерського) рівня

І.Ю.Міцис, пошукач вищої освіти другого (магістерського) рівня

З.О.Приходько, пошукач вищої освіти другого (магістерського) рівня

В.М.Савченко, пошукач вищої освіти другого (магістерського) рівня

Дніпровський державний технічний університет

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН ТЯГОВОГО ОРГАНУ НОРІЇ

Постановка проблеми

Україна в останні роки виробляла близько 50млн тон зерна. Переробка, збереження, реалізація зернових пов'язана з їх транспортуванням. Вертикальне переміщення зернових здебільшого здійснюють норіями обладнаними гумотканинними стрічками. Їх міцність обмежує збільшення продуктивності та висоти підняття зерна.

Формування мети дослідження

З метою збільшення потужності норії доцільно замінити гумотканинний тяговий орган норії на гумо тросовий та надати метод її розрахунку.

Виклад основного матеріалу

Для вертикального переміщення зерна до стрічки болтами приєднані ковші. Під болти виконані отвори. Вони порушують неперервність тросів та мають бути враховані при проектуванні машини. Визначимо напружено-деформований стан (НДС) гумотросового тягового органу норії з кількістю тросів M . З умови рівноваги тросів гумотросової стрічки в [1] отримано вирази переміщень вздовж стрічки та внутрішніх навантажень тросів.

$$u_i = \frac{1}{E F} \sum_{n=1}^{M-1} (A_n e^{\beta_n x} + B_n e^{-\beta_n x}) \cos(\mu_n (i-0,5)) + \frac{P x}{E F} + c, \quad (1)$$

$$p_i = \sum_{n=1}^{M-1} (A_n e^{\beta_n x} - B_n e^{-\beta_n x}) \beta_n \cos(\mu_n (i-0,5)) + P, \quad (2)$$

де u_i - переміщення i -того тросу вздовж осей x ; p_i - зусилля розтягу i -того троса; $\beta_n = \sqrt{2G d h^{-1} E F^{-1} (1 - \cos \mu_n)}$; $\mu_n = \pi n M^{-1}$; P - середнє навантаження тросів; A_n , B_n , c - сталі інтегрування; G -модуль зсуву матеріалу оболонки стрічки; d - діаметр троса; h - відстань між тросами; $E F$ - поздовжня жорсткість троса.

В перерізі розташування довільної пари отворів розташуємо початок осі x . Номери ушкоджених тросів об'єднаємо в множину K . На відстані кроку приєднання ковшів L виконані подібні отвори. Переріз симетрії $x=L/2$ не деформується. В перерізі розриву тросів ($x=0$) утворюється зазор. Сформулюємо граничні умови для вказаних перерізів.

$$x = L/2 \quad u_i = \text{const}, \quad (3)$$

$$x = 0 \quad u_i = \begin{cases} 0 & (i \notin K) \\ U_0 & (i \in K) \end{cases} \wedge p_i = 0 \quad (i \in K), \quad (4)$$

де U_0 – невідома величина зазору поміж кінцями тросу з розривом непервності.

Закономірність переміщення тросів (4) задамо рядом Фур'є. Після підстановки та спрощень маємо.

$$U_0 = \frac{M P}{2 \sum_{n=1}^{M-1} \frac{(1 + e^{-\beta_n L})}{(1 - e^{-\beta_n L})} \beta_n \sum_{k \in K} \cos^2(\mu_n(k - 0,5))}, \quad c = \frac{1}{M} U_0,$$

$$B_n = \frac{2}{M(1 - e^{-\beta_n L})} U_0 \sum_{k \in K} \cos(\mu_n(k - 0,5)),$$

$$A_n = \frac{2}{M} U_0 \sum_{k \in K} \cos(\mu_n(k - 0,5)) \cos(\mu_n(i - 0,5)) - B_n.$$

Висновки

Отримані значення невідомих коефіцієнтів за виразами (1), (2) визначати показники НДС гумо тросового тягового органу норії. Впровадження такого тягового органу дозволяє підвищити потужність норії.

Список використаної літератури

Бельмас І.В. [Напружено-деформований стан композитного канату з урахуванням впливу нелінійності його деформування та розриву елемента армування](#) / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, П.В. Черниш // Збірник наукових праць Національного гірничого університету 2022, №70. с. 99-106.

UDC 621.771.22

I.V. Kruglyak¹, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,

O.O. Danilchenko¹, applicant for the second (master's) level of higher education

K.O. Zhalko¹, applicant for the second (master's) level of higher education

D.O. Kruglyak², Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

¹Dniprovsky State Technical University

²Zaporizhzhia National University

OBTAINING MATERIALS FROM THIN SLABS FOR THE MANUFACTURE OF BODY PARTS FOR AGRICULTURAL MACHINERY

Statement of the problem

In recent years, significant changes in technology and equipment of sheet rolling production have occurred, aimed mainly at reducing metal consumption and improving product quality. In the production of slabs almost completely abandoned their production on slabbing and blooming-slabbing machines and used continuous casting machines [1-2].

Formation of the research goal

Creation of industrial and pilot units for thin sheet and strip casting. Thin sheet technology using continuous casting machines (CCM) has a huge potential, provides economic motivation for further development and improvement.

Summary of the basic material

Currently the number of steel mills in the world producing thin and medium-thick slabs is estimated at fifty. Approximately 80% of these are equipped with continuous casting machines (CCMs). The billet for the designed mill is a thin slab (35 mm billets) coming from the CCM. For the uninterrupted operation of the mill is necessary to install three CCM

Table 1 Characteristics of the designed CCM

Capacity, mln. tons/year	1,2
Casting speed, m/s	0,1–0,3
Thickness of continuously cast billet, mm	30–35
Width, mm	1000–1500

After casting, the strip is coiled and transported to the mill on an underground conveyor. To keep the strip at a high temperature, the conveyor is equipped with insulating covers. The strip is then fed into a cone-type unwinder. In order to avoid downtime for strip threading, a two position unwinder is installed. After unwinding, the strip is transported along a roller conveyor through a rewinding oven with a roller bed, where it is heated to a temperature of 1070–1150 °C.

After heating, the strip is fed into a continuous stand group. A continuous stand group consists of one 2-high stand (primary breaker) and 7 four-high stands (1 to 7).

Rolling stands Nos. 5 - 7 of the continuous group are equipped with anti-bending rolls systems, designed for regulation of shape and profile of hot-rolled strips by prompt change of the active roll form and consisting of 4 hydraulic power stations with pumps, hydraulic jacks, pipelines and other equipment.

Counterbending in each stand is created by 4 hydraulic jacks installed in the bottom pads of work rolls.

Table 2. Permissible rolling pressures in stands of continuous group when rolling strips of different widths of carbon and low-alloy steels

Number of stand	In the seven stand group, %
1	40–50
2	40–46
3	35–41
4	32–39
5	25–35
6	20–28
7	10–16

Between stands there are hinge rollers, working during rolling in stands of the front end of the strip. Working rolls of stands 1-4 are driven through a gearbox and a pinion stand by electric motors with capacity of 4000/5000 kW, and working rolls of stands 5-7 are driven by motors with capacity of 7000 kW.

Conclusions

With continuous casting it is possible to reduce not only the time due to elimination of some operations, but also the capital investments. Continuous casting provides considerable metal saving due to reduction of trimming and energy consumption for ingot heating in heating pits.

List of references

1. Smirnov A.N., Kubersky S.V., Shtepan E.V. Continuous casting of steel // Alchevsk: DonDTU, 2010. - 520 p.
2. Smirnov A.N. Continuous casting processes. / A.N. Smirnov, V.L. Pilyushenko, A.A. Minaev, S.V. Momot, Yu.N. Belobrov // Donetsk: DonNTU, 2002. - 536 p.

УДК 621.125

Є.І. Калінін¹, доктор технічних наук, професор,
Ю.Ю. Козлов²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України

²Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва

ФОРМУВАННЯ ТЯГОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТРАКТОРІВ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ З ГУМОВОАРМОВАНИМИ ГУСЕНИЦЯМИ

Постановка проблеми

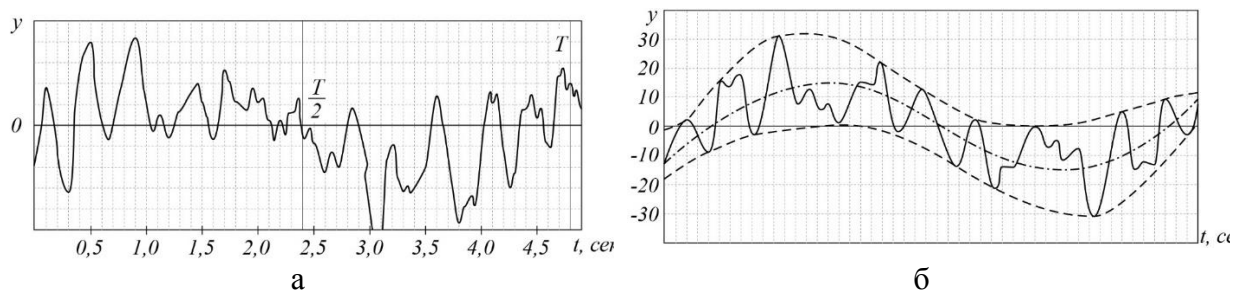
Численні експлуатаційні дослідження показали, що функція тягового опору $P_{\text{гак}}$ носить випадковий характер і залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту, макрота мікрорельєфу поля, коливань трактора тощо [1 – 3]. Різноманітність факторів, що визначаються умовами роботи машинно-тракторних агрегатів (МТА), не дозволяє отримати порівнянні дані за результатами тягових випробувань, проведених у різних умовах різними дослідженнями. Тому назріла необхідність отримання деяких узагальнених еталонних сигналів або функцій, які б відображали коливання навантаження, що мають місце при роботі МТА в реальних умовах експлуатації.

Формування мети дослідження

Отже, метою роботи є оцінка ймовірнісних показників процесу навантаження трактора з гумовоармованими гусеницями при виконанні технологічного процесу з метою синтезу функції, що, під час випробувань, імітується завантажувальним пристроєм.

Виклад основного матеріалу

Знання кількості складових, їх амплітуд та частот дозволить імітувати ці складові при експериментах, визначити джерела коливань, засоби їх усунення чи зниження їхнього впливу. Тому розкладання функцій $P_{\text{гак}}$ та M_o на прості складові становить великий практичний інтерес. Експериментальні дослідження з аналізу декількох характерних функцій $L_{k,i}$ проводились при роботі трактора John Deere 8345R з плугом Lemken Diamant 11 по стерні озимої пшениці. На рис. 1 проілюстровано приклад графічного розкладання випадкового процесу методами накладання та огибаючих.



а – реалізація $P_{гак}$, що аналізується; б – багатокомпонентна крива з виділеною низькочастотною складовою (штрих-пунктирна лінія)

Рис. 1. Графічне розкладання випадкової функції тягового зусилля $P_{гак}$

Наведено вихідну випадкову функцію $P_{гак}$ (рис. 1, а). Штрих-пунктирна лінія (рис. 1, б) зображує низькочастотну складову. Штрихові лінії є вихідною базою для її виділення методом огинаючих. При розкладанні комбінованим методом (накладенням та огинаючими) функції $P_{гак}$ було отримано п'ять основних складових досліджуваного процесу.

Одночасно були визначені числові значення їх амплітуд і періодів, які наведені в табл. 1. Розкладання функцій $P_{гак}$ на прості складові проведено також з використанням ПК на базі системи аналітичних розрахунків Maple. Результати розкладання збігаються з графічним розкладанням функції $P_{гак}$.

Табл. 1. Характеристики складових функцій $P_{гак}$ з їх числовими значеннями

Характеристики складових функцій $P_{гак}$	Порядкові номери складових функцій $P_{гак}$				
	1	2	3	4	5
Частота f , Гц	0,10 – 0,25	1,00 – 1,50	2,50 – 3,00	5,00 – 6,00	10,00 – 12,00
Період T , сек	4,00 – 10,00	0,67 – 1,0	0,33 – 0,40	0,20 – 0,17	0,08 – 0,10
Амплітуда A , кН	2,50 – 3,00	4,60 – 5,00	4,80 – 2,50	1,80 – 2,50	0,40 – 0,60

З табл. 1 видно, що всі складові є «деформованими» синусоїдами, про що свідчить розбіг частоти кожної зі складових. Це пояснюється наявністю в процесі інших частот, які були виділені в результаті розкладання функції $P_{гак}$, проте частка їх в енергетичному спектрі незначна.

Висновки

В результаті графічного та машинного розкладання функції $P_{гак}$ побудовано графік, що виражає її амплітудно-частотний спектр (рис. 2), який дає наочне уявлення про розподіл амплітуд $P_{гак}$ по частотах.

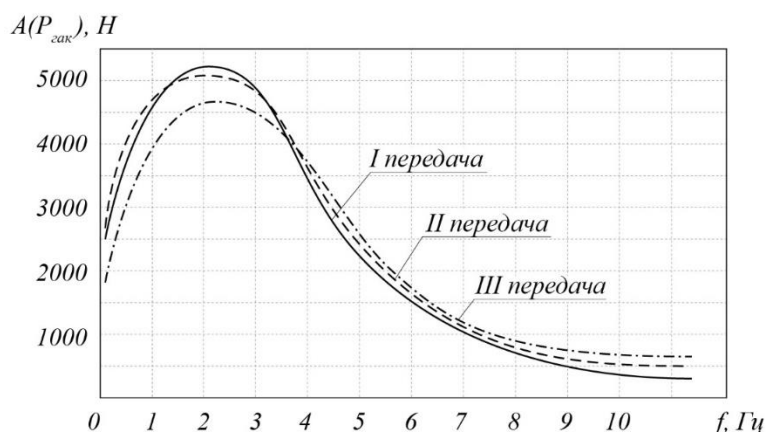


Рис. 2. Амплітудно-частотний спектр $P_{гак}$ орного агрегату на базі трактора John Deere 8345R з плугом Lemken Diamant 11 (стерня озимої пшениці)

Список використаної літератури

1. Лебедєв А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням. *Збірник наукових статей Луцького НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини*. 2015. Вип. 32. С. 109–115.
2. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2018. Вип. 22. С. 86-91.
3. Шуляк М.Л., Лебедєв А.Т., Артёмов М.П., Мальцев В.П. Експериментальне дослідження алгоритму керування режимами роботи транспортного агрегату. *Системи управління, навігації та зв'язку. Збірник наукових праць*. 2017. Т. 3 (43). С. 38-42.

UDC 621.77.06

I.V. Kruglyak¹, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,

D.V. Ponomarenko¹, student of the second (master's) level of higher education

E.O. Strashko¹, second (master's) degree student

R.G. Kryvko¹, applicant for the third (educational and scientific) level of higher education

D.O. Kruglyak², Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

¹Dniprovsky State Technical University

²Zaporizhzhia National University

DEVELOPMENT OF WORKING AND SUPPORT ROLLS IN THE MANUFACTURE OF BODY PARTS IN THE AGRICULTURAL INDUSTRY

Problem statement

The most important requirements for work and support rolls of cold rolling mills are high hardness of the barrel surface and sufficient depth of the hardened layer. These requirements arise from the increased hardness of the processed metal during the rolling process and the reduction of its ability to be compressed. Uniform hardness of rolls should ensure high quality of the sheet surface, increase wear resistance of the working layer and reduce the rate of its destruction.

Formation of the research goal

Rolls of sheet mills should meet the following basic requirements:

All elements of the roll should have high strength and minimum allowable bending of the roll barrel; the surface working layer of the roll barrel should have high hardness and wear resistance; the surface layer of the roll barrel in hot rolling should be heat-resistant, i.e. have resistance to high metal temperature and its sharp change before and after pause; the surface layer of the roll barrel in cold rolling should withstand large contact pressure without fracture.

Summary of the basic material

Cast iron rolls are made by casting liquid iron in a metal casting die. Such rolls have high quality surface and wear resistance (high hardness). Working rolls from cast iron with bleached surface (LP, LSH, nickel-magnesium, double-layer LPHND) are used in hot-rolling mills [1].

Alloying cast iron with chromium, nickel and molybdenum increases its strength, as well as the hardness of the bleached layer. Modifying cast iron rolls with magnesium increases their strength and ductility. In modified cast iron, graphite inclusions are spherical and isolated from each other, while in soft cast iron they are arranged in the form of plates and flakes, often unconnected to each other, which sharply reduces its mechanical properties. The strength of cast iron rolls is significantly lower than that of steel rolls.

Steel rolls, as a more expensive, are used in cases where, due to the strength of the cast iron rolls can not be used (backing rolls, work rolls of roughing stands of sheet and strip mills for hot rolling), the rolls of cold rolling mills. According to the chemical composition of steel rolls are carbon and alloyed steel 50KhN, 60KhN, 55Kh, 60KhG, 9X2, 9XMF. Work rolls are "raw" (roughing stands of hot rolling mills) and with a hardened surface to a hardness of 95-100 NSD (cold rolling mills). Stand rolls are forged solid with hardened surface hardness up to 45-100 HSD (sheet, strip mills for hot rolling) and forged compound rolls (banding). Composite rolls have a shaft of 55XH, 60XH, 60XH, 40XNMA steel and a bandage of 9XF steel with hardened to a hardness of 80-85 HSD. As follows from the above, the hardness of the work roll is higher than the hardness of the backing roll, which eliminates the transfer of defects of the backing roll surface, arising during operation, to the surface of the work roll [1-3].

After the strip is rolled in a continuous group, the strip on the roller conveyor moves to the strangling plant, where the strip is cooled by the "steam jacket" method to a temperature, which allows to coil the strip and obtain the desired dispersion of grains in the metal. Consequently, after the strangling plant there are two groups of coilers Nos. 1-3 and Nos. 4-6.

Conclusions

During the passage of the strip from stand to stand, the temperature of the metal decreases due to heat extraction from the environment, water and rolls. The intensity of the temperature drop through the stands of the finishing group is the greater the smaller the thickness of the strip.

List of references

1. Nikolaev V.A. Hot rolling of strips and sheets. Part I. - Zaporizhzhya: ZGIA, 2003. - 161 p.
2. Shtekhno O.N., Movshovich V.S. Slab heating and strip rolling on a continuous hot strip mill 1680. Technological instruction: TI 226 - P.GL - 01 - 2000: Zaporizhstal, 2000. 160 p.
3. Improving the operational stability and efficiency of industrial transport in the languages of a metallurgical enterprise: monograph / B.P. Sereda, S.M. Turpak, I.V. Kruglyak, O.O. Ostrogljad, D.Y. Mukovska, D.B. Sereda, D.O. Kruglyak: DSTU, 2021. - 272 p.

УДК 621.125

Є.І. Калінін¹, доктор технічних наук, професор,
С.А. Лебедєв², кандидат технічних наук, доцент,

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України

²Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва

СИНТЕЗ ТЯГОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ШВИДКІСНИХ ГУСЕНИЧНИХ ТРАКТОРІВ

Постановка проблеми

Стандартні методи тягових випробувань не дають достатньо повної інформації про тягово-динамічні та експлуатаційні властивості тракторів. Це відбувається внаслідок завантаження тракторів при випробуваннях пристроями, тяговий опір яких значно відрізняється від опору сільськогосподарських знарядь під час виконання технологічних процесів.

Відмінність у тому, що функція тягового опору знарядь має різкі коливання, а завантаження сільськогосподарських тракторів при тягових випробуваннях порівняно рівномірне, тобто майже стале [1, 2, 3]. У зв'язку з цим випробувачі прагнуть до створення таких завантажувальних пристроїв, які при проведенні тягових випробувань тракторів забезпечували б завантаження, яке близьке до експлуатаційного.

Однак створені пристрої не дозволяють відтворити необхідний сигнал досить точно, по-перше, через те, що недостатньо повно обґрунтовано функцію, яка повинна імітуватися цими пристроями; по-друге – через недосконалість конструкції імітаційних засобів.

Формування мети дослідження

Саме тому метою роботи є обґрунтування методики відтворення на гаку трактора при тягових випробуваннях навантаження, що еквівалентне дійсному, яке діє на трактор при виконанні ним різних сільськогосподарських операцій за допомогою завантажувального імітаційного пристрою.

Виклад основного матеріалу

У роботі дається короткий опис та порівняння двох способів відтворення тягового навантаження. При першому способі налаштування завантажувального пристрою на необхідні режими роботи, під час проведення тягово-динамічних випробувань тракторів, слід проводити з використанням графіка амплітудно-частотного спектра тягового опору $P_{\text{зак}}$. При другому способі розрахунок режимів завантажувального пристрою проводиться за формулою виду:

$$p_k(t) = 2 \sqrt{\int_{\omega_{k-1}}^{\omega_k} S_p(\omega) d\omega} \cdot \cos\left(\frac{\omega_{k-1} + \omega_k}{2} t - \frac{\pi}{4}\right), \quad (1)$$

де $S_p(\omega)$ – спектральна щільність процесу, що імітується.

Слід зазначити перевагу першого способу, яка полягає у більшій точності відтворення тягового навантаження під час випробувань тракторів. Це пояснюється тим, що основні характеристики – амплітуда і частота, – що необхідні для налаштування завантажувального пристрою на потрібний режим роботи, визначають безпосередньо з реалізації $P_{\text{зак}}$, мінаючи проміжні перетворення і припущення, які мають місце в другому випадку.

Для оцінки збіжності (похибки) синтезованої функції з дійсною пропонується контрольний сигнал у вигляді нормованої автокореляційної функції $\rho_x(\tau)$, отриманої по середній кривій сімейства реалізацій. Ця функція приймається за стандартну.

Схожість функцій перевіряється порівнянням синтезованого сигналу з еталонною функцією. Слід намагатись, щоб кореляційна функція синтезованого процесу не виходила за поле допуску, яке встановлене для даного тягового класу трактора, сільськогосподарського знаряддя, режиму роботи тощо.

На рис. 1 зображено еталонну автокореляційну функцію, яка отримана методом опосередкування сімейства реалізацій тягового опору, зареєстрованого при роботі трактора John Deere 8345R з плугом Lemken Diamant 11 по стерні озимої пшениці.

Поле допуску (заштрихована зона) встановлено, виходячи з умови, що розсіювання реалізацій $P_{зак}$ дійсного процесу відносно опосередкованої реалізації не перевищує 15% за амплітудою.

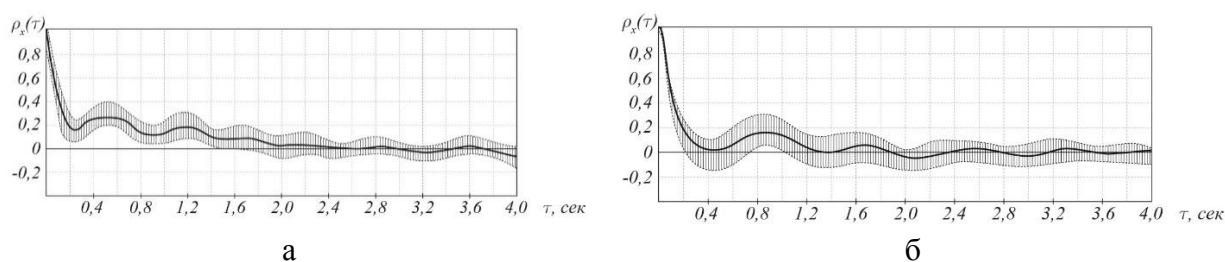


Рис. 1. Автокореляційні криві функцій $P_{зак}$ (а) та M_o (б) орного агрегату на базі трактора John Deere 8345R з плугом Lemken Diamant 11, що отримані за опосередкованою реалізацією (по стерні озимої пшениці)

Висновки

За результатами теоретичних досліджень можна зробити висновок, що при 15-відсотковому розсіюванні тягового опору $P_{зак}$ по амплітуді похибка коефіцієнта зниження швидкості поступального руху трактора за величиною сягає 3%.

Список використаної літератури

1. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільськогосподарства України*. 2018. Вип. 22. С. 86-91.
2. Подрігало М.А., Артемов Н.П., Абрамов Д.В., Шуляк М.Л. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: Механіка та машинобудування*. 2015. Вип. 9. С. 98-107.
3. Алексеева С.В., Вейц В.Л., Геккер Ф.Р., Кочура А.Е. Силовые передачи транспортных машин. Динамика и расчет. Л.: Машиностроение, 1982. 256 с.
4. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням. *Збірник наукових статей Луцького НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини*. 2015. Вип. 32. С. 109–115.
5. Кожушко А.П., Григор'єв О.Л. Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. 2018. № 27 (1303). С. 34-61.

UDC 621.774.36

I.V. Kruglyak, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,

V.S. Baiduzh, applicant of the second (master's) level of higher education

Dnipro State Technical University

STUDY AND MODELING OF PIPE PRODUCTION PROCESSES IN THE MANUFACTURE OF TRACTOR FEEDERS

Statement of the problem

The use of various methods and technologies of metal processing using plastic deformation has provided a wide range of metal products. At the present stage of engineering and technology development thin-walled long metal products, in particular thin-walled and very thin-walled pipes, have the greatest demand. They are widely used in many areas of technology as a construction material of high strength.

Formation of research purpose

The aim of research is the necessity of decision of scientific problem on searching of rational modes of squeezing for uniform character of force distribution on the stand stroke length. Research method and equipment - analytical calculation and experimental research, computer and devices for metallographic research.

Summary of the main material

The paper analyzes scientific information and describes the state of the problem on the issue of creating working cone deformation conditions in the production of pipes to ensure a uniform distribution of deformation forces.

The task and research methodology based on computer simulation of the process is substantiated. The results of technological research are processed.

Analysis of material science research has been carried out. The influence of the coefficient of deformation intensity distribution on the uniformity of deformation force distribution of pipes for a tractor feeder on the length of the stand stroke is shown. The peculiarities of calculating the parameters of the process of cold pilger rolling of pipes are considered. It is shown that all characteristics change along the length of stand stroke. To analyze the parameters of the process of cold rolling of pipes we applied the program "HPT - parameters", which allows to calculate the value of almost all parameters in different control sections in the rolling cone.

Analysis of influence of coefficients of intensity of distribution of reductions along the length of the stand stroke on force distribution showed that for rolling of tubes of steel 20 the most rational value $\eta = 0.81$.

УДК 621.125

Є.І. Калінін¹, доктор технічних наук, професор,
Д.С. Лемішко¹,

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України

РУХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ З ОПТИЧНОЮ СИСТЕМОЮ АВТОВОДІННЯ

Постановка проблеми

Рух тракторного агрегату із системою автоводіння вздовж заданої лінії, наприклад, уздовж борозни можна представити наступним чином.

На передній напіврамі зчленованого трактора загального призначення або на сошці переднього колеса звичайного колісного трактора з передніми керованими колесами встановлюється датчик (оптичний координатор), який здійснює, за допомогою кермового виконавчого пристрою, стеження за лінією $y = f(x)$, причому вісь x спрямована вздовж осі загінки, так що $x = vt$ (v – швидкість агрегату).

Точка «контакту» з цією лінією виявляється винесеною від осі переднього колеса вперед на величину l . Однією з суттєвих особливостей оптичного методу є можливість винесення точки «контакту» значно далі вперед, ніж у випадку механічного копію.

Формування мети дослідження

Саме тому будемо шукати траєкторію точки A , в якій праве переднє колесо трактора торкається ґрунту при наступних припущеннях:

- а) бічне ковзання та відведення коліс відсутні, швидкість точки A спрямована горизонтально в площині обертання колеса;
- б) система здійснює пропорційне управління, у якому швидкість відпрацювання пропорційна величині неузгодженості.

Виклад основного матеріалу

Переносна кутова швидкість Ω є швидкістю повороту самого трактора навколо миттєвого центру обертання C . При русі вздовж прямолінійного гону кривизна траєкторії невелика і тому можна прийняти

$$\Omega = \frac{v}{b} \alpha, \quad (1)$$

де b – ширина колії.

Система автоматичного водіння викликає «злам» рами трактора, змінюючи кут α зі швидкістю, що пропорційна величині неузгодженості θ , та у бік його зменшення. Тому

$$\dot{\alpha} = k\theta, \quad (2)$$

де k – коефіцієнт посилення чи добротність системи.

Швидкість зміни кута α , що дорівнює половині швидкості «зламу» рами трактора, є відносною кутовою швидкістю повороту вектору $\bar{V}_A$. Тому для повної швидкості ψ , в силу (1) та (2), маємо:

$$\psi = -k\theta + \frac{v}{b} \alpha. \quad (3)$$

Тоді знайдемо:

$$\frac{l}{v} \ddot{y} + \frac{kl}{v} \dot{y} + k \left(1 + \frac{l}{b} \right) \dot{y} + \frac{kv}{b} y = k \frac{v}{b} y_2 + k \dot{y}_2. \quad (4)$$

Характеристичне рівняння системи буде мати вигляд:

$$a_0 p_1^3 + a_1 p^2 + a_2 p + a_3 = 0, \quad (5)$$

де:

$$a_0 = \frac{l}{v}; \quad a_1 = \frac{kl}{v}; \quad a_2 = k(1 + \frac{l}{b}); \quad a_3 = \frac{kv}{b}. \quad (6)$$

Умови стійкості для такої системи, за Гурвіцем, як відомо, такі:

$$a_0 > 0; \quad a_1 > 0; \quad a_2 > 0; \quad a_3 > 0, \quad (7)$$

$$\Delta_2 = a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0. \quad (8)$$

Умова (8) призводить до нерівності:

$$\frac{kl}{v} \left(1 - \frac{l}{b} \right) - \frac{l}{b} > 0. \quad (9)$$

Висновки

Таким чином, остання отримана умова (9) може бути записано у вигляді нерівності виду:

$$\frac{T_1}{T_2} > 1, \quad (10)$$

де:

$$T_1 = \frac{b+1}{T_2}; \quad T_2 = \frac{1}{k}. \quad (11)$$

Список використаної літератури

1. Подригало М.А., Артемов Н.П., Абрамов Д.В., Шуляк М.Л. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин. *Вісник Національного технічного університету «ХП»:* Механіка та машинобудування. 2015. Вип. 9. С. 98-107.
2. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України.* 2018. Вип. 22. С. 86-91.
3. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням. *Збірник наукових статей Луцького НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини.* 2015. Вип. 32. С. 109–115.
4. Кожушко А.П., Григор'єв О.Л. Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом. *Вісник Національного технічного університету «ХП».* 2018. № 27 (1303). С. 34-61.
5. Кальченко Б.І., Кожушко А.П., Кісельов А.Р. Оцінка плавності руху самохідної машини при впливі нерівностей поверхні. *Вісник Національного технічного університету «ХП».* 2017. № 30 (1252). С. 56–63.

UDC 621.771.25

I.V. Kruglyak, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,

T.G. Tarasenko, applicant of the second (master's) level of higher education

O.O. Danylchenko, applicant for the second (master's) level of higher education

Dnipro State Technical University

DEVELOPMENT OF A NOMOGRAM FOR OPTIMIZATION OF ROLL DIAMETERS ON MULTI-ROLL MILLS FOR ROLLING STAINLESS STEEL FOR POULTRY FEEDERS

Statement of the Problem

Theoretical research for the selection of intermediate rolls is associated with great difficulties and certain assumptions. Of considerable interest are experimental and static methods of its study - mathematical processing of data collected directly at the operating object.

Formation of the research objective

The aim of the study is to develop a nomogram for optimizing the diameters of rolls on multi-roll mills when deforming stainless steel for poultry feeders.

Summary of the basic material

The roll unit is one of the most important elements of the working stand, which has a direct impact on the profile formation and accuracy of the rolled strips. Reliability and durability of rolls and support rolls of multi-roll mills are decisive factors that determine product quality, productivity and economic efficiency of the mill. For intermediate rolls of nominal diameter the values of maximum and minimum sum of work roll diameters for certain diameters of I and II intermediate rolls are shown, as well as maximum and minimum values of lateral eccentric positions. The operation of multi-roll mills allows us to draw some conclusions about the optimal ratios of roll diameters and their successful placement in the stand. Analysis of the technical characteristics of some 20 roll mills shows that the ratio of the nominal diameters of the rolls, for the most part, is in the following limits: DRB: DI: DII: $D_{op} = 1: (1,6 - 2,2): (2,3 - 3,9): (3,7 - 6,6)$. From all of the above, we can conclude that the selection of a set of rolls of a multi-roll mill is a responsible and complex operation, a mistake in which can lead to an accident in the course of work. The correct and quick selection of a set of rolls - a very important issue, because it affects the technical capabilities of the mill, its productivity and product quality.

The method of empirical selection of the set of rolls does not give a reliable result and is associated with losses of time and production. To solve the problems on the selection of a set of rolls the most accurate solution gives the use of nomograms, since the use of nomograms allows losslessly determine almost all possible combinations of roll diameters for a given multi-roll mill.

When building the nomograms for selecting a set of multiroller mill it is necessary to determine the coordinates of centers of work and intermediate rolls and work roll diameter, depending on the diameters of intermediate rolls, support rolls and location of axes with support rolls. Based on the data obtained, a nomogram for determining the diameters of intermediate rolls in a 20-roller mill is constructed.

УДК 629.015

М.П. Артьомов¹, доктор технічних наук, професор,¹ Державний біотехнологічний університет

ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ СУЧАСНИХ ЕНЕРГОНАСИЧЕНИХ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Постановка проблеми

Переушільнення ґрунтів, як процесу зміни складання ґрунту під впливом високих механічних навантажень, а саме під впливом важкої с/г техніки, наслідки та методи боротьби з переушільненням.

Формування мети дослідження

На сьогоднішній час для тракторної енергетики актуально розвинення ряду теоретичних задач, спрямованих на встановлення меж використання тракторів та оцінки їх функціональних властивостей. Постійним супутником зростання енергетичної насиченості машин є значне збільшення їхньої маси. Надмірне ушільнення ґрунту, що відбувається під інтенсивним впливом ходових систем потужних тракторів, важких сільськогосподарських машин та транспортно-технологічних засобів, стало серйозною загрозою родючості ґрунту, призводить до його руйнування та є однією з причин розвитку ерозійних процесів[1с.22].

Виклад основного матеріалу

При разових проходах тракторів по полю щільність ґрунту (чорнозем типовий глибокий) може перевищити 1,3-1,35 г/см³ (верхня межа оптимального ушільнення для більшості сільськогосподарських культур), твердість – досягти допустимої межі (20 кг/см²), вміст повітря у орному шарі - знизитися нижче критичного рівня (15%), а водопроникність ґрунту - зменшитися до 40-30 мм/год і нижче.

За період від підготовки ґрунту до збирання врожаю різноманітні машини проходять по полю 5-15 разів. Сумарна площа слідів ходових систем нерідко вдвічі перевищує площу поля, але в поворотних смугах - в 6-20 раз. Внаслідок цього різко погіршуються такі важливі для росту та розвитку рослин властивості ґрунту, як щільність, твердість, повітро- та водопроникність[2].

При взаємодії ґрунтів із ходовими системами мобільної техніки (тракторів як базових машин) ґрунт деформується. Ступінь цієї деформації залежить від вихідного її стану: щільності та вологості під час проходження техніки, величини контактного тиску на ґрунт та кратності впливу.

При розрахунках величини впливу від колісного рушія на ґрунт основною проблемою є складна геометрична форма колеса. Тобто в процесі руху мобільної машини виникають сили, які впливають на поверхню поля – динамічні навантаження.

Величина динамічного навантаження, що припадає на колеса переднього і заднього мостів мобільної машини змінюється в досить широкому діапазоні значень і в першу чергу залежить від швидкості руху і висоти нерівностей поля.

Скориставшись рівняннями динаміки в[3,с.241] отримаємо зміну відносної деформації ґрунту від діючих синусоїдальних навантажень рушіїв

$$\varepsilon(t) = \frac{K}{\lambda^2 + \mu^2} \cdot (\lambda \cdot \sin \lambda t + \mu \cdot \cos \lambda t) + \frac{L}{\lambda^2 + \mu^2} \cdot (\mu \cdot \sin \lambda t - \lambda \cos \lambda t) + C \cdot e^{-\mu t}, \quad (1)$$

де λ – частота вимушених коливань, с⁻¹,

$K = \frac{\sigma_m \cdot \lambda}{E_D}, c^{-1}; L = \frac{\mu \cdot \sigma_m}{E_C}, c^{-1}; C = \frac{\sigma_m}{E_D} + \frac{L \cdot \lambda - K \cdot \mu}{\lambda^2 + \mu^2}$ – коефіцієнти, що враховують властивості ґрунту та впливи, що діють на механічні напруження.

За допомогою вимірювально-реєстраційного комплексу було проведено контроль вертикальних прискорень в процесі руху мобільного агрегату (рис.1).

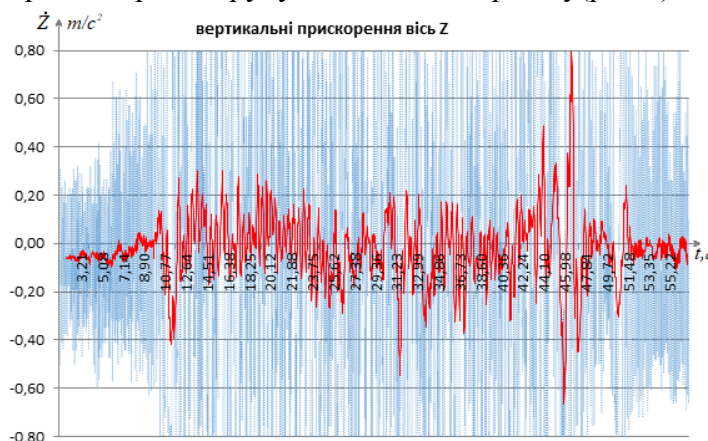


Рис.1 Графік вертикальних прискорень руху мобільного агрегату

Частоту вимушених коливань визначаємо за результатами вимірювання вертикальних прискорень. Для знаходження вертикальних переміщень остова трактора складемо рівняння проєкцій сил на вертикальну вісь Z

$$\sum F_z = F_p - F_{ам1} + F_{ш2} - F_{амш2} - N_{сц} \cdot \cos \varphi - F_{ин} - G + P_{кр} \cdot \sin \varphi - m_2 \cdot g = 0. \quad (2)$$

Сила тиску на ґрунт, що створюється пружністю шини, визначається за формулою

$$F_{ш2} = C_{ш2} \cdot (f_{ст,ш2} - z - b \cdot \varphi + y_2), \quad (3)$$

Висновки

На підставі проведеного моделювання впливу динамічних навантажень та вертикальних прискорень колісної мобільної машини на зміну щільності ґрунту зроблено такі висновки:

- визначено вплив ходової системи колісної мобільної машини, а також тягового навантаження на величину вертикальних прискорень під час руху по ґрунту;
- визначено залежність впливу вертикальних прискорень на динамічні навантаження на осі переднього та заднього мостів трактора;
- теоретично обґрунтовано залежність зміни щільності ґрунту, викликану дією динамічних навантажень від рушіїв переднього та заднього мостів мобільної машини.

Список використаної літератури

1. Артёмов М.П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: Автореф. дис. докт. тех. наук: 05.05.11 – Харків, 2014. – 40с.
2. Електронний ресурс - <http://kadastr.org/conf/2012/pub/monitprir/pereuplotnenie-rochv.htm>
3. Burlaka V.V. Theoretical mechanics. Dynamics / V.V. Burlaka, L.N. Tishchenko, O.G. Shebanov: Course of lectures. X.: «Міськдрук». – 2014. – 380с.
4. Пат. 54188 МПК (2009) G01L5/13. Спосіб визначення та обмеження динамічних навантажень при роботі тракторного агрегату / А.Т. Лебедєв, М.П. Артёмов, М.А. Подригало, О.С.Полянський, Є.О. Дубінін, О.Г. Хворост, В.В. Задорожня, О.В. Кот патентотримувач: Харківський національний технічний

університет сільського господарства ім. П.Василенка. – заявл. 25.05.2010; - опубл. 25.10.2010; Бюл. № 20.

УДК 621.125

Є.І. Калінін¹, доктор технічних наук, професор,
Д.С. Лемішко¹,

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України

ВПЛИВ ПИТОМИХ ТИСКІВ НА ЕНЕРГОВИТРАТИ, ЩО ПОВ'ЯЗАНІ З ДЕФОРМУВАННЯМ ҐРУНТУ ХОДОВИМИ ПРИСТРОЯМИ

Постановка проблеми

Витрати енергії на деформування ґрунту будь-якою ділянкою опорної поверхні визначається добутком навантаження, що припадає на цю ділянку, на величину переміщення його у напрямку дії сили.

Якби залежність між навантаженням і зануренням елементарного майданчика була однозначною, то, апроксимуючи цю залежність прийнятною за складністю формулою (зазвичай статичною функцією, що досить добре описує процес вдавлювання штампів), можна було б шляхом інтегрування по всій опорній поверхні отримати енерговитрати. Цим способом нерідко користуються практично.

Однак таке припущення не відповідає дійсному характеру взаємодії ходових пристроїв з ґрунтом, що деформується. Вже в найпростішому випадку кочення жорсткого колеса по пластичному ґрунту виявляється зміщення максимуму питомих тисків по відношенню до найбільшого занурення колеса і, отже, той самий тиск відповідає різним осадкам. У більш складних випадках, особливо при помітній пружності ґрунту, наприклад, торф'яного, і при складних випадках навантаження, як у гусеничних машин [1], ця невідповідність є дуже суттєвою, і не враховувати її без шкоди для виявлення сутності самого процесу не можна.

Формування мети дослідження

Саме тому будемо шукати траєкторію точки A , в якій праве переднє колесо трактора торкається ґрунту при наступних припущеннях:

- а) бічне ковзання та відведення коліс відсутні, швидкість точки A спрямована горизонтально в площині обертання колеса;
- б) система здійснює пропорційне управління, у якому швидкість відпрацювання пропорційна величині неузгодженості.

Виклад основного матеріалу

Джерелом енергії, що витрачається на деформування ґрунту, є, як правило, робота сили тяги (випадки використання додаткових джерел енергії тут не розглядаються). Оскільки переміщення dx – величина нескінченно мала, силу тяги F (чи умовну силу опору руху, що протилежно їй спрямована) на ділянці руху dx вважатимемо постійною; величина роботи, що виконана цією силою, складе:

$$dA = Fdx, \quad (1)$$

звідки, враховуючи, що $dA = \int_{\xi=0}^L p \frac{dz}{d\xi} d\xi dx$, отримаємо:

$$Fdx = \int p \frac{dz}{d\xi} d\xi dx. (2)$$

Оскільки горизонтальне переміщення dx для всіх сумованих елементів у розглянутій задачі однаково і відмінно від нуля, обидві частини рівняння (2) можна скоротити на цю величину. Після скорочення отримаємо

$$F = \int_L p \frac{dz}{d\xi} d\xi. (3)$$

При рівномірному розподілі (або усередненні) тиску по ширині контакту загальне навантаження визначиться з залежності виду:

$$F = B \int_L p(\xi) \frac{dz}{d\xi} d\xi, (4)$$

де B – ширина опорної поверхні.

У разі нерівномірного розподілу навантажень по ширині опорної поверхні або неоднаковій її ширині сила тяги визначається за формулою виду:

$$F = \int_s \int p(\xi, Y) \frac{\partial z}{\partial \xi} d\xi dY. (5)$$

Відповідно, коефіцієнт опору руху (що враховує втрати на деформування ґрунту), який можна назвати також коефіцієнтом енерговіддачі ходового пристрою, визначиться з залежності виду:

$$f = \frac{F}{G} = \frac{\int_L p(\xi) \frac{\partial z}{\partial \xi} d\xi}{\int_L p(\xi) d\xi}, (8)$$

або

$$f = \frac{\int_s \int p(\xi, Y) \frac{\partial z}{\partial \xi} d\xi dY}{\int_s \int p(\xi, Y) d\xi dY}. (9)$$

Висновки

З наведених формул видно, що величина енерговитрат на деформування ґрунту залежить від збільшення осаду по довжині ходового пристрою і питомого тиску, при якому це збільшення відбувається; на ділянках пружного відновлення ґрунту збільшення осаду має негативне значення.

Експерименти показали, що максимум напружень зазвичай не збігається по фазі з максимумом деформацій – останні дещо відстають. Величина питомих тисків (пасивної відсічі) на ділянці пружного відновлення ґрунту, від яких безпосередньо залежить енергія, що повертається ходовому пристрою, як правило, менше тиску на ділянці активного деформування ґрунту при тій же величині осаду. Фізично це явище можна пояснити з урахуванням моделі С.А. Христиановича – В.В. Соколовського наявністю, поруч із пружними елементами, мікрооб'ємів ґрунту, що знаходяться у стані граничної рівноваги; стрибкоподібна зміна епюри в цьому випадку згладжується завдяки статистичному характеру процесу.

Список використаної літератури

1. Лебедев А.Т., Калінін Є.І. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням. *Збірник наукових статей Луцького НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини*. 2015. Вип. 32. С. 109–115.
2. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multisupport machines when driving over irregularities. *Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport*. 2018. pp. 307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
3. Лебедев А.Т., Калінін Є.І. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин. *Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві*. 2009. Вип. 89. С. 37–45.

УДК 614

О.В. Семерня¹, ст. викладач,

¹Сумський національний аграрний університет

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ АГРОБІЗНЕСУ, ЯК ФАКТОР ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕЧНИХ УМОВ ПРАЦІ

Постановка проблеми

АПК є важливою галуззю економіки України, однією з головних підвалин системи національної безпеки. Разом із тим, виробничі процеси та відносини, що склалися нині в агросекторі, характеризуються великою різноплановістю, багатогранністю та взаємовпливом різноманітних елементів, основними з яких є людина, предмети і засоби праці та природне довкілля. Застосування високопродуктивних технічних засобів і технологій в агросекторі, з одного боку, вимагають від працівників аграріїв інтелектуальних здібностей, високої кваліфікації, морально-професійних якостей, фізичної та психічної витривалості, дотримання культури праці тощо. А з іншого – становлять потенційну загрозу їхньому життю і здоров'ю.

Формування мети дослідження

На сьогодні небезпечні умови праці залишаються великою проблемою в агросекторі. Серед професій аграрного профілю найбільш травмонебезпечною залишається професія тракториста-машиніста. Велика кількість небезпечних ситуацій, що призводять до травмування різного ступеню важкості, виникає саме під час виконання численних механізованих робіт з використанням різноманітних машинно-тракторних агрегатів, складених на базі тракторів, а також під час експлуатації самохідних сільгоспмашин і комбайнів. Робота в галузі рослинництва пов'язана з роботою в несприятливих погодних умовах, зі значним фізичним навантаженням при збиранні врожаю ягід та фруктів та зі шкідливим впливом на працівника агрохімікатів. Агросектору для вирішення багатьох проблем прийшла на допомогу роботизація. Роботизація поступово заповнює більшість технологічних процесів в галузі АПК. Україна є одним із лідерів з впровадження інноваційних, ефективних і результативних технологій, що вже зараз змінюють принципи ведення агробізнесу.

Виклад основного матеріалу

Роботизація корисна для агропідприємств будь-якого масштабу та напрямку діяльності. Вона дозволила значно покращити рентабельність та ефективність сільського господарства. Роботизація просто незамінна, коли технологія виробництва становить небезпеку для життя та здоров'я персоналу, а ручне виконання операцій не забезпечує належної якості. В сільському господарстві постійно відчувається нестача робочих рук, особливо при збиранні врожаю. Роботи, що збирають фрукти, автономні трактори/розпилювачі, призначені для заміни людської праці, але замінити людей роботами у цій галузі вкрай важко. Індустрія сільського господарства відстає у використанні роботів від інших галузей, так як види робіт, зв'язані з сільським господарством, не «прямолінійні», і багатоповторювані завдання кожен раз не зовсім ті ж самі. Здебільшого безліч факторів (наприклад розмір і колір зібраних плодів) повинні бути розглянуті до початку виконання завдання. Техніка для сільського господарства повинна справлятися з природними змінами в продуктах і у навколишньому середовищі. Розробка таких роботів із за своєї специфіки потребує своїх систем, більше часу і грошей, тому що роботи повинні виконувати декілька задач одночасно, щоб не стояти частину року в ангарі без роботи.

Американська машинобудівна компанія сільськогосподарської техніки John Deere для розв'язання проблем в 2017 році придбала роботизовану компанію Blue River Technologies. Така покупка стала для John Deere способом не тільки придбати цілу команду спеціалістів з робототехніки, а і технологію. Blue River Technologies розробила роботизовану комп'ютерну техніку, яка може бачити, самостійно приймати рішення про обробку бур'янів гербіцидами, не ушкоджуючи посіви. Цю технологію компанія назвала See & Spray. Багато великих виробників сільськогосподарської техніки вже зрозуміли, що робототехніка і штучний інтелект захоплюють ринок і обходять інші типи обладнання, тому пропонують ринку численні конструктивні варіації роботизованих механізмів, які використовуються для внесення добрив у ґрунт, висадки насіннєвого матеріалу, боротьби з бур'янами, моніторингу стану посівів і навіть пошуку рослин, уражених шкідниками та хворобами. Але аграрії очікують роботів не тільки для вирішення сезонних робіт, виконання важких і небезпечних робіт, а і роботів які можуть навчатися та мати комп'ютерний зір.

Німецька компанія Horsch презентувала в Україні автономну роботизовану самохідну сівалку Horsch Robo, яка обладнана дизельним двигуном потужністю 300 к.с., яка не потребує тягача для роботи і постійної присутності оператора. Управління машини здійснюється за допомогою спеціального пульта або iPad. Дальність дії пульта - 2 км. Можливості штучного інтелекту, машинного і комп'ютерного зору електричний агроробот Sun World Carry для збирання і транспортування врожаю садів і застосовувати дані для подальшого підвищення точності та зменшити витри праці і часу. Розробка інтегрованої системи Reichhardt SIS Remote для дистанційного керування автономною сільськогосподарською технікою складається з радіоуправління та автоматизації ISOBUS, відповідає всім вимогам функціональної безпеки.

Висновки

Отже, використання робототехніки в агросекторі це відмінна виробнича та економічна альтернатива людській праці. Впровадження та використання робототехніки виконує цілий спектр задач стосовно умов та безпеки праці, а саме : звільнення працівників від важкої праці та роботи у шкідливих умовах (при впливі шуму, вібрації, різних видів опромінення, біологічних чинників та забрудненого повітрі агрохімікатами); усунення залежності впливу зовнішнього середовища на працівника; використання надсучасних технологій; можливість прямого керування у віддаленому доступі; використовувати

робочий час без обмежень; зниження ризиків професійних захворювань та виробничого травматизму.

Список використаної літератури

1. Новікова О.С. Механізми впровадження інновацій у сільському господарстві на засадах сталого розвитку / О.С.Новікова // Наук. вісник національного лісотехнічного ун-ту. - 2005. – вип.15.6.- С.458-462.
2. Основи аграрного підприємництва / [Малік М.Й., Зіновчук В.В., Лупенко Ю.О. та ін.]; за ред. М.Й. Маліка. – К.:Інст-т аграрної економіки, 2001. – 582с.
3. Ройтман С., Фіговський О. Система приема, формализации и продвижения новаций / С. Ройтман, О. Фиговский //Экология и жизнь. – 2007. – №10(71). – С.26-31;
4. Россоха В.В. Інноваційна парадигма управлінської діяльності / В.В. Россоха // Агроінком. - 2005. - вип.5-6. - С.59-61.
5. Сидорук Б.О. Регіональні аспекти інноваційної політики в АПК України [Електронний ресурс] / Тернопільський інститут агропромислового виробництва. Офіційний сайт. – Режим доступу: http://conftiapv.at.ua/publ/konf_6_7_traven_2010/42_regionalni_aspekti_innovacijnoji_politiki_v_apk_ukrajini/1-1-0-4.

УДК 631

Ю.В., Сіренко¹, PhD., доцент,
О.М. Калнагуз¹, ст. викладач,

¹Сумський національний аграрний університет

АНАЛІЗ СТАНУ КІНЕМАТИКИ РУХУ АГРЕГАТУ

Постановка проблеми

Однією з найважливіших сучасних завдань тракторобудування є автоматизація управління агрегатами. Трактори рухаються траєкторіями, які мають як криволінійний напрямок зі змінним значенням кривизни, так і прямолінійний характер робіт сільськогосподарського призначення. Криволінійний рух (поворот) має місце в роботі будь-якої транспортної або тягової машини.

Теорія повороту нараховує численну кількість різних моделей руху. Рух МТА під час повороту завжди супроводжується ковзанням, часто має місце так званий пасивний поворот під дією зовнішніх сил (бокових, сил інерції та інших) без керуючої дії з боку водія. Ці специфічні особливості мають значення при проектуванні нових або дослідженні роботи існуючих машин. Тому вивчення криволінійного руху машин залишається важливою темою наукових досліджень.

Формування мети дослідження

Метою роботи є підвищення показників ефективності експлуатації машинно-тракторного агрегату при виконанні всіх технологічних операцій вирощування культур шляхом дослідження і моделювання траєкторії криволінійного руху агрегату [1].

При проведенні теоретичного аналізу застосовувалися методи системного підходу до досліджень кінематики руху; методи систематизації з визначенням характеристик кінематики, зв'язок та взаємовплив між ними; методи оцінки, перевірки, статистичного послідовного аналізу даних, що базуються на математичному моделюванні нелінійного

руху польових агрегатів з використанням теорії диференціальних рівнянь вищої математики; абстрагування – обґрунтування основних параметрів у результаті теоретичного аналізу параметричних рівнянь координат центру тяжкості трактора з усіма керованими колесами криволінійного руху [2].

Виклад основного матеріалу

Дослідженню та вивченню траєкторії повороту чи розвороту будь-якого транспортного засобу чи ПА під час польових робіт присвячено багато наукових статей світових дослідників [2]. В сучасній науковій літературі робляться спроби описати криволінійний рух колісної машини аналітичними рівняннями, як правило, у вигляді проекцій на осі координат. Вирішення цих рівнянь, у відомій нам літературі не зустрічаються. Розроблено спосіб аналітичного вирішення диференціальних рівнянь криволінійного руху МТА з урахуванням всіх зовнішніх навантажень. В результаті отримані аналітичні рівняння визначення функцій кутової швидкості і кута повороту чотирьохколійної машини під час повороту із змінним кутом повороту керованих коліс на ділянках входу в поворот і виходу з повороту. За допомогою запропонованих рівнянь можна виконувати аналіз залежностей кутової швидкості і кута повороту МТА від різних силових факторів і конструктивних параметрів чотирьохколійної машини з метою зменшення витрат палива і негативного впливу на довколишнє середовище і планувати повороти і розвороти МТА під час виконання технологічних операцій, для автоматичного управління агрегатами і машинами. Це дає можливість вибрати найбільш економічний спосіб руху машини у кожному окремому випадку.

Розвороти тракторного агрегату в умовах невеликих розмірів полів, становлять значну частину загального обсягу робіт. В результаті розворотів отримуємо ущільнену, деформовану земельну площу. Фактично це втрати родючості ґрунту. Тому питання економічної ефективності оптимізації криволінійного руху тракторного агрегату має все більш практичного значення [3].

Залишається ще мало вивченим питання економії енерговитрат – непродуктивних витрат енергії – розвороти тракторних агрегатів під час роботи на полях. Дорога завдовжки багато десятків кілометрів проходить ПА під час роботи. Шлях складається з робочих циклів, які мають часто криволінійний характер, та холостих поворотів. Дуже важливо, щоб якнайменше був холостий шлях агрегату. Вибір способу руху ПА і є основним завданням кінематики та динаміки руху агрегату. З виконанням вимог: максимальна продуктивність при найменших витратах палива та мінімальний вплив на ґрунт.

Висновки

У багатьох статтях зроблено спроби отримати рівняння траєкторії криволінійного руху польових агрегатів. При цьому були використані як наближені методи, так і точні математичні моделі, але вони надто складні для використання їх на практиці. З аналізу даних відомих літературних джерел встановлено, задача автоматичного керування трактора залишається однією з найважливіших в сучасному сільськогосподарському машинобудуванні. Кінематика руху МТА включає траєкторію руху окремих ланок і агрегату в цілому, а також визначення їх лінійної та кутової швидкостей та прискорень.

Список використаної літератури

1. Довжик М. Я., Сіренко Ю. В., Калнагуз О. М. (2022). Аналіз кінематики руху польових агрегатів зі всіма керованими колесами. Вісник СНАУ. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів, (2(48), 14-20. <https://doi.org/10.32845/msnau.2022.2.3>

2. Сіренко Ю.В. Дослідження та обґрунтування ефективних прийомів використання польових агрегатів.: дис. ... д.філософ: 133 - Механічна інженерія. Галузеве машинобудування. Сіренко Юлія Володимирівна. Суми — 2021 - 199 С.

3. Dovzhik, M., Kalnaguz, A., Sirenko, Yu. (2020). Curvilinear movement of a four-wheel machine using a satellite navigation system. Scientific Horizons, 07 (92), 126–135. doi: 10.33249/2663-2144-2020-92-7-126-135.

УДК 629.1.02

М.Л. Шуляк¹, доктор технічних наук, професор,

Я.В. Мудрий¹, аспірант,

¹Сумський національний аграрний університет

МЕТОДИ КОНТРОЛЮ ТА УПРАВЛІННЯ ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Постановка проблеми

При проведенні технічного обслуговування машин та устаткування в аграрному виробництві потрібні ефективні методи для обслуговування та засоби діагностування та контролю мобільних енергетичних засобів. Ці методи повинні складатись в систему управління технічним станом та забезпечувати своєчасне відновлення роботоздатності мобільних енергетичних засобів (МЕЗ) за мінімальної витрати часу. Тобто забезпечувати безвідмовну роботу МЕЗ в експлуатації при виробництві продукції рослинництва. На теперішній час система технічного обслуговування базується на проведенні ТО у відповідності до годин напрацювання МЕЗ. Такий принцип не відповідає сучасним вимогам і потребує зміни у підходах до визначення граничних станів функціонування елементів МЕЗ.

Формування мети дослідження

Метою роботи є аналіз методів діагностування та управління технічним станом МЕЗ, що дозволять підвищити ефективність їх експлуатації.

Виклад основного матеріалу

Технічне обслуговування є профілактичним заходом, що має на меті попередження та віддалення моменту досягнення МЕЗ і його елементів граничного стану; підтримувати надійність МЕЗ на проектному рівні протягом максимально тривалого періоду. Гранична спрацьованість кожної пари тертя та елементів залежить від багатьох зовнішніх і внутрішніх факторів, що впливають на МЕЗ. Ці процеси мають випадковий змінний характер і значення їх часто невідоме.

До першої групи зовнішніх факторів (a) належать кліматичні умови (a_1) експлуатації МЕЗ, які визначають витрати енергії на пересування, режими роботи (a_2) та інші (a_i) фактори, що визначають продуктивність, витрату пального a_2 й a_i – якість виконання МЕЗ технологічного процесу. Друга група зовнішніх факторів (b) визначається, в основному, організаційно-технічними умовами експлуатації трактора, зокрема, виконанням правил обкатки (b_1), заправки маслами (b_2), дотриманням вимог інструкції з технічного обслуговування (b_3), ремонту (b_4) трактора, а також виконанням правил водіння й інших правил (b_i) технічної експлуатації.

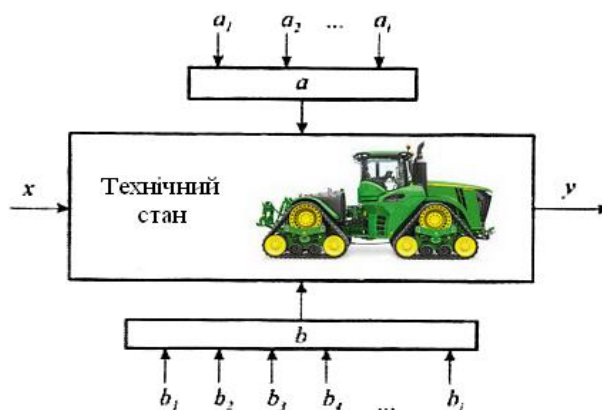


Рис. 1 Система автоматичного управління трактором

До внутрішніх факторів відноситься технічний стан, який визначається якістю проектування, правильним введенням в експлуатацію та якістю технічної експлуатації (фактори a і b).

В комплексі з регламентним ТО використовуються методи дистанційного діагностування, які дозволяють попередити раптові відмови елементів МЕЗ, завдяки відслідковуванню їх поточного технічного стану. В перспективах розвитку, проведення робіт ТО та ремонту за фактичним станом машин, що й оптимізує керування їх технічним станом. Але це управління вимагає системи діагностування, за якою, контролюючи машини, розробляють рекомендації щодо управління їх технічним станом для ефективної, безпечної та економічної роботи.

Роботоздатність МЕЗ при зміні його технічного стану оцінюється величиною і напрямком відхилення центру тяжіння реального перехідного процесу від еталонної моделі, що демонструє підвищення енергозатрат трактора на виконання технологічного процесу.

Міжнародним Кодексом стандартів OECD регламентовані випробування трактора з оцінювання потужності і витрат палива під час розгону трактора в складі агрегату і нестабільній частоті обертання двигуна. При монотонному перехідному процесі розгону МЕЗ зі зміною технічного стану для підвищення його працездатності при модернізації та технічному обслуговуванні необхідно забезпечення мінімального відхилення центра ваги реального перехідного процесу - від еталонної моделі. Для отримання реальних показників роботи МЕЗ в експлуатації необхідно проводити експеримент або використовувати данні з бортових систем, проте на даний час цих даних недостатньо. Тому актуальним є використання експрес методів діагностування, у яких є перевага суттєве зменшення часу дослідження при порівняно невеликому погіршенні точності отриманих даних.

Динамічний метод оцінки працездатності МЕЗ, базується на аналізі його перехідних процесів при неусталеному режимі роботи, реалізовано в Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого при розробленні експрес-методів випробувань. Комплекс цих методів передбачає аналіз коливань прискорення (сповільнення) та дозволяє визначати: тягову силу, динамічні властивості, властивості рульового керування та гальмівних систем МЕЗ.

Висновки

Обслуговування МЕЗ за результатами діагностування дозволяє підвищити їхню безвідмовність на 15 – 25 %, економічність на 5 – 10 %, збільшується міжремонтний, підвищується безпеку руху. Тому наукове обґрунтування методів випробувань МЕЗ та контролю їх функціональної стабільності, нормативів та технологій контролю, дистанційний моніторинг є актуальними науково-технічними завданнями. Сучасні умови інтенсивної експлуатації МЕЗ та наявності їх значної кількості на вторинному ринку

вимагають також особливих заходів для запобігання підвищеному зношуванню і аварій, застосування експрес-методів у підвищенні надійності та ефективності роботи МЕЗ є одним з пріоритетних напрямків розвитку діагностування у експлуатації.

Список використаної літератури

1. Технічна експлуатація тракторів. Технічне обслуговування: навч. посіб. / В. Д. Мигаль, М. Л. Шуляк. Харків: вид-во «Майдан», 2021. 300 с.
2. OECD standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. CODE 2. February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf> (дата звернення: 14.04.2023).
3. Лебедев А. Т., Шуляк М. Л., Холодов А. П. Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія «Автомобіле-та тракторобудування» 2022. № 1. С. 67 – 72. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.08 (дата звернення: 14.04.2023).

УДК 629.1.02

М.Л. Шуляк¹, доктор технічних наук, професор,
В.О. Пирогов¹, аспірант,

¹Сумський національний аграрний університет

ВПЛИВ ПІДВИЩЕННЯ НАПРАЦЮВАННЯ ТРАКТОРА НА ТОЧНІСТЬ ЙОГО ФУНКЦІОНУВАННЯ В РОСЛИННИЦТВІ

Постановка проблеми

Функціонування трактора в рослинництві повинно забезпечувати якісне виконання технологічного процесу при збільшенні напрацювання, і саме показники точності цього функціонування зумовлюють необхідність проведення технічного обслуговування чи ремонту. Якість виконання технологічного процесу, це можливість виконувати процес із встановленими агротехнічними показниками, прохідність у міжряддях і під кронами без ушкодження рослин, стійкість руху, збереження структури ґрунту тощо. Суттєво на якість цього процесу впливають техніко-експлуатаційні показники трактора, зокрема, маневреність і керованість та ергономічні показники (легкість керування).

Формування мети дослідження

Метою роботи є дослідження точністю функціонування трактора та вплив на неї напрацювання його вузлів та механізмів.

Виклад основного матеріалу

На теперішній час багато функцій по керуванню рухом трактора передано бортовим інтелектуальним системам, які забезпечують швидкісний режим, контролюють взаємодію рушія з ґрунтом, забезпечують точність руху тощо. Проте точність системи автоматичного управління, одна з найважливіших характеристик, що визначає ступінь наближення реального процесу до необхідного. Відхилення реального процесу від необхідного викликається динамічними властивостями об'єкта управління та системи автоматичного управління, помилками вимірювальних та виконавчих пристроїв, що входять до систем управління, внутрішніми шумами в деяких її елементах та зовнішніми перешкодами. Іншою важливою характеристикою системи автоматичного управління – її чутливість. Що стосується

електронної складової системи автоматичного управління, то в таких системах на тракторі є складові самодіагностування і виявлення хибних даних з датчиків, які майже унеможливають виконання технологічного процесу по помилковим вхідним даним.



Рис. 1 Система автоматичного управління трактором

Різноманіття робочих процесів, що протікають в агрегатах трактора, технічна якість виготовлення, манера водіння, різні умови експлуатації тракторів, які змінюються у просторі та часі, істотно визначають швидкість погіршення технічного стану. В результаті час появи відмови або несправностей у кожному тракторі різний. Кожен трактор працює в різних умовах, має різний технічний рівень якості проектування, виготовлення, введення в експлуатацію, технічного обслуговування, а значить «старіє» по-своєму. Тому до кожного трактора потрібен індивідуальний підхід до періодичності технічного обслуговування. Тільки при індивідуальному обстеженні (контролі та діагностуванні) кожного агрегату трактора можна визначити дійсний технічний стан і необхідність проведення технічного обслуговування та ремонту.

Основними джерелами енергетичних впливів на трактор є:

- динамічні, швидкісні та навантажувальні режими експлуатації;
- внутрішні джерела енергії, пов'язані з кінематичною взаємодією деталей і робочими процесами, що відбуваються в тракторі;
- вплив енергії довкілля, в якому знаходиться трактор у процесі експлуатації (велика запиленість, забрудненість, вологість, температура, сонячна енергія);
- потенційна енергія, яка накопичена в матеріалах і деталях трактора у процесі його виготовлення (внутрішні напруження у відливках і зварних з'єднаннях, монтажні напруження);
- вплив водія, обслуговуючого персоналу на трактор під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту.
- вплив дорожніх умов, рух трактора зі знаряддям і причіпним вантажем.

Для підвищення ефективності технічного обслуговування та ремонту тракторів потрібна індивідуальна інформація про їх технічний стан до і після технічного обслуговування та ремонту з використанням сервісних інтелектуальних систем, які є частиною бортової системи управління.

Висновки

Тобто сучасні системи автоматичного управління можуть забезпечити функціонування трактора з заданою точністю. Проте точність функціонування з часом погіршується і це пов'язано з технічним станом виконавчих пристроїв та систем трактора. Так, зношення елементів рульового управління та, наприклад, системи підрулювання призведе до зниження точності руху трактора і не дозволить забезпечити заплановану якість виконання

технологічного процесу. Тому в подальшій роботі ставиться мета дослідити взаємозв'язок між точністю функціонування трактора та зміною напручування його вузлів та механізмів.

Список використаної літератури

1. Технічна експлуатація тракторів. Технічне обслуговування: навч. посіб. / В. Д. Мигаль, М. Л. Шуляк. Харків: вид-во «Майдан», 2021. 300 с.
2. Лебедєв А., Лебедєва І. Аналіз і синтез комбінованих машинно-тракторних агрегатів за функціональною значущістю елементів. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2022. № 31(45). С. 66 – 76.
3. Агро ІТ Абетка: А – Автопілот для сільгосптехніки. URL: <https://traktorist.ua/articles/agro-it-abetka-a-avtopilot-dlya-silgosptehniki> (дата звернення: 14.04.2023).
4. Лебедєв А.Т., Шуляк М.Л., Рапута В.В. Сучасні проблеми енергозбереження тракторів загального призначення. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія «Автомобіле-та тракторобудування» 2022. № 1. С. 107 – 114. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.12 (дата звернення: 14.04.2023).

УДК 631.35.05

А.Т. Лебедєв¹, доктор технічних наук, професор,
О.О. Пирогов¹, аспірант,

¹Сумський національний аграрний університет

СТІЙКІСТЬ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ РОСЛИННИЦТВА В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЗМІН ПАРАМЕТРІВ ТА ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ

Постановка проблеми

При виконанні технологічних процесів задіяна велика кількість тракторних агрегатів та різних засобів механізації, від технічного стану яких залежить ефективність виконання польових робіт. Проблема розробки перспективних агротехнологій визначила напрямок досліджень щодо вдосконалення засобів механізації в рослинництві. При оцінці стійкості технологічний процес сприймається, як динамічна система, в основі якої покладено типові операції обробки ґрунту та збирання врожаю. Технологічні процеси сільськогосподарського виробництва можуть включати різне поєднання типових операцій, зокрема послідовне та паралельне їх з'єднання. Для подібних технологічних процесів залежно від вибраних параметрів управління типовими операціями, пов'язані зі зміною режиму виконання операції, можна досягти найкращих показників всього технологічного процесу, наприклад, за продуктивністю чи мінімумом витрат.

Формування мети дослідження

Комбінація різних засобів механізації та режимів їх роботи впливають на стійкість агротехнології і можуть суттєво вплинути на її ефективність. Це зумовило необхідність оцінки стійкості агротехнологій рослинництва до зміни параметрів та режимів роботи тракторних агрегатів.

Виклад основного матеріалу

У рослинництві найбільш типово поєднання простих операцій, проте, останнім часом, збільшується кількість паралельних операцій, які притаманні комбінованим

сільськогосподарським агрегатам, що виконують за один прохід кілька простих операцій, наприклад, культивуацію та посів, міжрядну обробку та внесення гербіцидів. Наприклад, для технологічного процесу доставки і розкидання твердих добрив залежно від прийнятої схеми можливе різне поєднання агрегатів, що забезпечують доставку на поле органічних добрив.

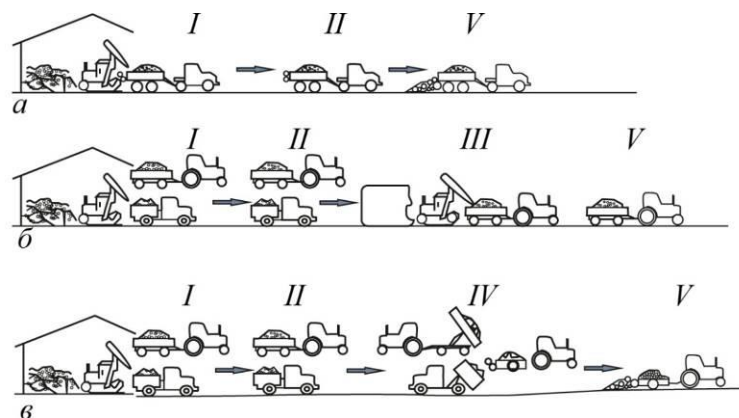


Рис. 1 Технологічні схеми доставки та розкидання твердих органічних добрив: а - однофазна технологія; б - двофазна технологія; в - із застосуванням низькорамних кузовних розкидачів: I - навантаження, II - перевезення, III - навантаження на штабелі, IV - навантаження розкидача, V – розкидання

Рівняння простих, схожих, роздільних і складних операцій здійснюється за керуючим впливом V , пов'язаним із зміною технологічних або режимних параметрів проведення операції. У безперервному технологічному процесі зручно типові операції пов'язати з числом матеріальних потоків на вході та виході агрегату (сукупності агрегатів, що здійснюють цю операцію).

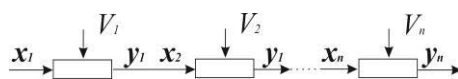


Рис. 2 Технологический процесс с последовательным соединением простых операций

Складним операціям відповідає технологічна схема, що включає кілька операцій, або агрегат з кількома входами і виходами, наприклад, модульний енергетичний засіб, що забезпечує виконання різних технологічних операцій при різних режимах роботи. Для паралельного з'єднання m простих операцій з урахуванням обмежень на сумарний вхідний потік можна застосувати наступну візуалізацію.

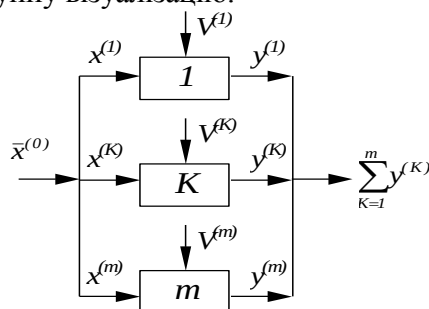


Рис 3 Технологічний процес з паралельним з'єднанням простих операцій

Технологічний процес сприймається як система зі статичними параметрами, хоча у суміжних областях, наприклад, у машинобудуванні, подібні завдання переважно вирішуються як системи зі змінними параметрами. При цьому чутливість подібних систем розглядається у взаємозв'язку із точністю їх функціонування.

Висновки

При вирішенні завдань оперативного управління технологічним процесом свою ефективність довела методика поділу на окремі операції, що дозволяє моделювати складні технологічні процеси. Проте цей підхід потрібно вдосконалити з врахуванням змінних параметрів технічного стану сільськогосподарських машин та тракторів. Також при дослідженні стійкості технологічних процесів рослинництва до зміни параметрів засобів механізації не вирішним залишається питання надійності технологічного процесу при обмеженій кількості засобів механізації, особливо в малих господарствах, та напрямки покращення такої надійності. У відомих дослідженнях з агротехнологій рослинництва не розглядалися питання взаємозв'язків агротехнологій з нестабільністю параметрів та режимів роботи мобільних засобів механізації, зокрема тракторних агрегатів.

Список використаної літератури

1. Лебедєв А. Т., Шуляк М. Л. Оценка устойчивости агротехнологий в растениеводстве к изменению параметров и режимов работы тракторных агрегатов. *Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture*. 2016. Vol.18, № 5. P. 53 – 58.
2. Лебедєв А., Лебедєва І. Аналіз і синтез комбінованих машинно-тракторних агрегатів за функціональною значущістю елементів. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2022. № 31(45). С. 66 – 76.

УДК 629.1.02

М.Л. Шуляк¹, доктор технічних наук, професор,

В.С. Шапошник¹, аспірант,

В.М. Погуляй¹, аспірант,

¹Сумський національний аграрний університет

МЕТОДИ КОНТРОЛЮ ТА УПРАВЛІННЯ ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Постановка проблеми

Ефективність агропромислового виробництва в Україні за умови низької оснащеності сучасними тракторами і сільськогосподарськими машинами є одним з пріоритетних напрямків подальшого розвитку. Недостатня кількість нової сучасної техніки, її інтенсивне старіння і зниження надійності зумовлює розвиток та ефективне функціонування вторинного ринку машин і обладнання для агропромислового виробництва. Тому в Україні виникла потреба у створенні та розвитку вторинного ринку тракторів, які можуть бути затребувані у фермерських господарствах та в економічно слабких сільськогосподарських підприємствах.

Формування мети дослідження

Метою роботи є оцінити зміну основних тягово-енергетичних показників трактора вторинного ринку з підвищенням його напрацювання в умовах експлуатування.

Виклад основного матеріалу

Формування вторинного ринку тракторів визначається перш за все обсягами реалізації морально застарілих тракторів агрохолдингами, що здебільшого орієнтуються на

потужні трактори імпортного виробництва. В той же час постає суттєва проблема щодо контролю якості сільськогосподарської техніки, що перепродається на вторинному ринку. Висока вартість імпортних тракторів визначила напрям оснащення аграрного сектору України технікою, що була в експлуатації, але яка ще не повністю втратила споживчі якості. Проте ступінь зменшення ресурсу на даний час дуже важко визначити. В основному вона пов'язана з недостовірними даними та/або повної відсутності даних щодо напруження, умов експлуатації, поточного технічного стану. При цьому одним з основних елементів в системі підвищення якості сільськогосподарської техніки є належна організація вхідного контролю цієї продукції на вторинному ринку, що запобігає наповненню аграрного виробництва України технікою, яка не відповідає вимогам конструкторської і нормативно-технічної документації, зокрема ця проблема найбільш гостро стосується тракторів.

Загальний підхід до формування принципів оцінки та надання рекомендацій щодо використання вживаної техніки можна базувати на визначенні функціональних параметрів та контролі їх змін.

При нестабільному одному або декількох функціональних параметрів трактора $v(t)$, $y_n(t)$, $y_z(t)$ і $w(t)$, що характеризують відхилення від номінальних значень y^x , y_n^x , y_z^x і w^x , можлива втрата трактором функціональної стабільності, при якій трактор не буде виконувати функції, які визначаються нормативно-технічною документацією (НТД). В даному випадку динамічне простір функціонування трактора визначається передаточними функціями W_v , W_{y_n} , W_{y_z} і W_w , що характеризуються відношенням $v(t)$, $y_n(t)$, $y_z(t)$, $w(t)$ до y^x , y_n^x , y_z^x , w^x .

При цьому динамічний простір (ДП) може являти собою дискретну множину елементів (точок, векторів) в сукупності з тією чи іншою метрикою. Дана методологія дослідження динамічних систем найбільш ефективна при оцінці їх функціонування при нестабільних параметрах. Наприклад, для тракторів при оцінці функціональних параметрів швидкості руху $v(t)$, стійкості напрямку руху $y_n(t)$ і гальмування $y_r(t)$ необхідно одночасно оцінити їх прискорення за даними параметрами. При експлуатації трактора вирішується завдання забезпечення його функціонування в одній з двох областей: $ОФ$ – область функціонування, в якій трактор працює відповідно до призначення (забезпечується необхідне тягове зусилля, стійкість напрямки руху і гальмування і т.д.); $ОО$ – область оптимальної роботи, наприклад за критерієм енергозбереження, в якій трактор працює при допустимій зміні швидкості руху (зміна прискорення руху в допустимих межах).

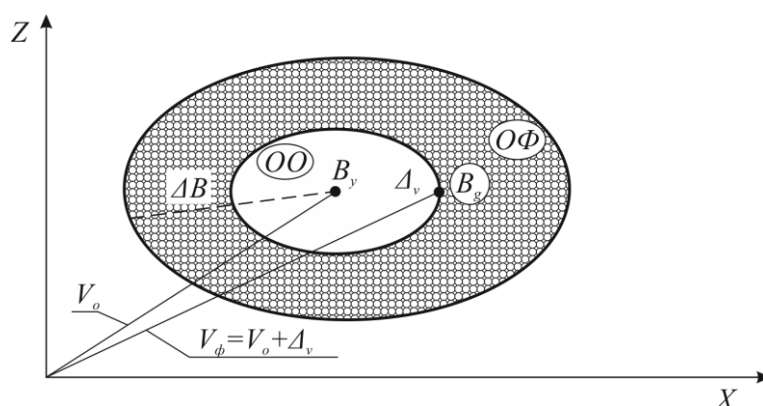


Рис. 1 Співвідношення областей оптимальної роботи $ОО$ та функціонування $ОФ$ трактора

Кожна точка $ОФ$ характеризує певний режим роботи трактора в даний момент часу і описується певним поєднанням значень функціональних параметрів $v(t)$, $y_n(t)$, $y_z(t)$, $w(t)$ і

збурюючих впливів $f_v(t)$, $f_{y_n}(t)$, $f_{y_z}(t)$ і $f_w(t)$. Відхилення точки B_g від точки B_y визначає запас оптимального функціонування Δ_v трактора.

Використання даного підходу забезпечить можливість аналізу поточного стану трактора та визначення граничних станів, які будуть характеризувати вихід з області функціональної стабільності за одним чи кількома параметрами. Слід звернути увагу, що визначення основних діагностичних параметрів повинно відбуватися експериментально, оскільки суттєва невизначеність умов не дозволить провести моделювання робити математичними апаратами.

Висновки

Проведення масштабних експериментальних досліджень по визначенню основних характеристик є довготривалим процесом, який коштує багато ресурсів. Тому доцільно обґрунтувати використання більш швидких методів визначення відповідності вживаної техніки вимогам нормативно-технічної документації. Для цього якнайкраще підходять експрес-методи діагностування, які необхідно згрупувати на основі системного підходу і створити комплексний метод діагностування.

Список використаної літератури

1. Шуляк М.Л. Область функціонування машино-тракторного агрегату, що апроксимована поверхнею другого порядку. *Зб. наук. праць ВНАУ. Серія «Техніка енергетика транспорт АПК»*. 2016. Т. 1, № 1(93), – С. 28 – 31.
2. Лебедєв А.Т., Шуляк М.Л. Оцінка функціональної точності тракторів на транспортних роботах. *Вісник ХНТУСГ. Серія «Механізація сільськогосподарського виробництва»*. 2017. Вип. 180. С. 206 – 212.

УДК 629.1.02

А.Т. Лебедєв¹, доктор технічних наук, професор,

М.Л. Шуляк¹, доктор технічних наук, професор,

¹Сумський національний аграрний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО АГРЕГАТУ ЗА УМОВИ ЗМІНИ МАСИ ВАНТАЖУ

Постановка проблеми

Значне підвищення енергонасиченості сучасних тракторів зміщує акценти досліджень у бік впливу швидкості руху трактора на тягово-зчіпні властивості рушія та обмеження максимальної потужності, що передається колесом по зчепленню. Тобто теоретичне та експериментальне обґрунтування енергетичних можливостей рушія з врахуванням специфіки агрофону та властивостей ґрунту. Дослідження в даній галузі доводять, що збільшення агротехнологічної швидкості руху призводить до поступового збільшення тягового опору сільськогосподарської машини та зміну тягово-зчіпних властивостей рушія. Необхідно звернути увагу, що для багатьох закордонних тракторів властиве значне перевищення потужності їх двигуна у порівнянні з можливою потужністю по зчепленню, також для оговорених двигунів властивий суттєвий запас крутного моменту, який доходить до 50 – 55%. Таке перевищення енергонасиченості трактора, для визначеного агрофону, призводить до зменшення ККД через не повне використання потужності двигуна при обмеженні тягових властивостей рушія по зчепленню..

Формування мети дослідження

Основною метою роботи є визначення пріоритетного напрямку реалізації повної потужності двигуна трактора та моделювання руху трактора з врахуванням стохастичних факторів.

Виклад основного матеріалу

У багатьох випадках двигун більшої потужності закладається в конструкцію для використання трактора у рамках тягово-енергетичної концепції, що передбачає передачу частини потужності до активних робочих органів машини, або живлення зовнішніх споживачів енергії (насосів, шнеків, генераторів). Проте при виконанні багатьох технологічних операцій трактор використовують, не як тягово-енергетичний засіб, а як тягач (оранка, транспортні роботи, тощо). У цих випадках підвищена енергонасиченість є недоліком який призводить до зменшення ефективності використання тракторного агрегату. Також необхідно звернути увагу, що розвиток аграрного виробництва неухильно підвищує роль транспортних та транспортно-технологічних агрегатів, оскільки на кожен гектар ріллі припадає в середньому 45...50 т різних вантажів і в подальшому ці обсяги будуть лише збільшуватися. На частку транспортних та транспортно-технологічних робіт припадає понад 35 % від обсягу основних видів робіт в аграрному виробництві. Тенденція останніх років показує, що формування транспортно-технологічних агрегатів відбувається на базі тракторів тягово-енергетичної концепції. Тобто можливості по повній реалізації потужності їх двигунів передбачають одночасне використання трактора, як в режимі тягача, так і в режимі енергетичної установки. Проте на транспортних та транспортно-технологічних операціях рослинництва реалізувати повну потужність двигуна дуже важко, особливо, коли маса вантажу змінюється в процесі роботи. Аналіз методів підвищення реалізації потужності, тобто збільшення ступеня завантаження двигуна, показує пріоритетність використання активних приводів коліс сільськогосподарських машин. По-перше, такий підхід дозволяє передати частину надлишкової енергії двигуна, яку не можливо реалізувати в тяговому режимі. По-друге, дозволяє використати масу сільськогосподарської машини і за її рахунок підвищити показники зчіпної ваги агрегату.

Але сам процес руху транспортно-технологічного агрегату містить багато стохастичних факторів і його математичне моделювання ускладняється невизначеністю умов. Особливо важко моделювати подібний рух при постійній зміні маси вантажу, яка виникає внаслідок виконання технологічної операції. Тому в даній роботі запропоновано використовувати геометричну інтерпретацію стохастичного процесу руху, яка включає в себе представлення руху агрегату за одним визначальним параметром – прискоренням (сповільненням). Такий підхід дозволяє обмежити область функціонування агрегату за допомогою геометричної фігури, в межах якої визначається роботоздатність та енергоощадність.

Прискорення або сповільнення транспортно-технологічного агрегату під час руху викликає відсутність зрівноваженості між силами, що діють на агрегат. Однією з основних вимог до якісного виконання транспортно-технологічної операції – забезпечення сталого значення дійсної швидкості. Додатково, така неузгодженість підвищується при зміні маси вантажу, внаслідок чого, всій динамічній системі необхідно постійно адаптуватися до нових умов. Запропоновано визначати керуючі впливи на агрегат на базі частотного аналізу прискорення (сповільнення) та представлення стохастичного процесу руху, як області функціонування апроксимованої поверхнею другого порядку (еліпсоїдом).

Висновки

Реалізувати необхідну швидкість для будь-якого трактора можна на декількох передачах трансмісії при можливості використання часткових швидкісних режимів роботи двигуна (зміна обертів колінчастого валу при обмеженні подачі палива). Вибір раціонального режиму за класичними методиками в цьому випадку зводиться до визначення мінімальної витрати палива

і максимального завантаження двигуна. У запропонованому підході найбільш оптимальним режимом роботи агрегату буде той, який характеризується найменшими значеннями прискорення (сповільнення). Тому необхідною є розробка алгоритму керування рухом, який зможе реалізувати таку умову.

Список використаної літератури

1. Шуляк М.Л., Лебедев А. Т., Артьомов М.П., Калінін Є. І. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2016. № 4. С. 218 – 226.
2. Шуляк М. Л. Обґрунтування вибору поверхні апроксимації для області функціонування транспортного агрегату, що задається радіус-векторами його прискорення. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2017. № 2(42). С. 64 – 67.
3. Шуляк М. Л., Лебедев А. Т., Артьомов М. П., Мальцев В. П. Експериментальне дослідження алгоритму керування режимами роботи транспортного агрегату. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2017. № 3(43). С. 38 – 42.
4. Шуляк, М. Л., Крамаренко, О. В., Марченков, С. П. Підвищення ефективності трактора на транспортних роботах в складі агрегату змінної маси. *Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХНТУСГ. Серія «Механізація сільськогосподарського виробництва»*. 2019. Вип. 198. С. 344 – 349.
5. Лебедев А., Лебедева І. Аналіз і синтез комбінованих машинно-тракторних агрегатів за функціональною значущістю елементів. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. 2022. № 31(45). С. 66 – 76.

УДК 677.055

Г.І. Танцура, кандидат технічних наук, доцент,

О.І. Білоус, кандидат технічних наук, доцент,

Дніпровський державний технічний університет

КОМПЕНСАЦІЯ ВИТЯГНЕННЯ ЛАНЦЮГА ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Постановка проблеми

Значна кількість машини сільськогосподарського призначення розробляються за принципом базового агрегату, коли застосовують один агрегат для виконання різних функцій шляхом встановлення додаткового обладнання. Приводиться додаткове обладнання двигуном базового агрегату. Передача руху здійснюється зубчатыми або пасовими передачами. Зношуються паси, ланцюги, зростає крок ланцюга, порушується кінематика передачі.

Формування мети дослідження

Компенсування зносу «витягування» ланцюга дозволяє збільшити термін роботи тягового органу. Метою роботи є розробка зірочки менш чутливої до «витяжки» ланцюга.

Виклад основного матеріалу

Компенсування зміни кроку ланцюгового тягового органу можливо шляхом використання зірочки зі змінним кроком, розташування зубців. В ДДТУ розроблена конструкція такої зірочки [1] (рис.1).

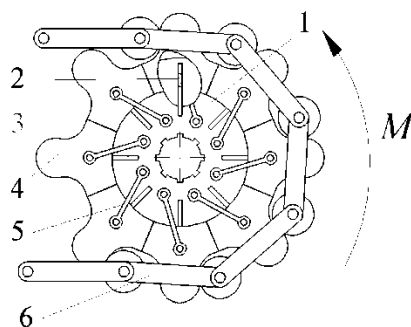


Рис. 1 – Зірочка компенсування «втягування» - зміни кроку ланцюга

Зірочка має наступну конструкцію. В маточині зірочки 1 виконані пази 2, в пази заходять шипи 3 зубців 4 які шатунами 5 шарнірно з'єднані з маточиною 1, ланцюг 6 огинає зубці 4. Пристрій працює наступним чином. Момент обертання M від маточини 1 передається зубцям 4 шатунами 5 шарнірно з'єднаними з маточиною 1. Шатуни 5 нахилені. Тиск шатуна має складову спрямовану до осі маточини. Вона призводить до переміщення шипів 3 з зубцями 4 вздовж радіуса в пазах маточини 1. Переміщення зубців 4 від центру відбувається оскільки шатуни нахилені в напрямку дії моменту M . Переміщення зубців 4 від центру призводить до збільшення кроку їх розташування. Крок розташування зубців зростає до збігу його з кроком ланцюга і ланки ланцюга стануть сприймати радіальну складову сили тиску, що діє поміж пазами 2 маточини 1 та шипами 3 зубців 4 тому що віддалені від центру маточини частини зубців мають виступи, якими взаємодіють з ланками ланцюга 6.

Аналогічний принцип передачі обертання поміж валами розроблено в ДДТУ [2] для пасової передачі за умови виконання на внутрішній поверхні плоского або клиноподібного паса виступів.

Висновки

Запропоновані конструкції дозволяють компенсувати зростання кроку ланцюга, гнучкого тягового органу зумовленого зносом елементів ланцюга, подовжніми деформаціями гнучкого тягового органу, чим забезпечує можливість підвищення терміну використання ланцюгів та створюють передумови для розширення застосування гнучких тягових органів зокрема і плоскостасових та клинопасових передач машин, зокрема сільськогосподарського призначення

Список використаної літератури

1. Білоус О.І., Танцура Г.І., Посвалюк К.С. Зірочка Патент № 107882 У України F16H 55/30 (2006.01). Заявник та патентовласник ДДТУ №107882, заявл. 21.12.2015 опубл. 24.06.2016 бюл №12
2. Бельмас І.В., Білоус О.І., Танцура Г.І., Бобильова І.Т. Зірочка Патент № 117954 України F16H 55/17 (2006.01), F16H 55/12 (2006.01), F16H 55/16 (2006.01), F16H 55/30 (2006.01), F16H 7/02 (2006.01)). Заявник та патентовласник ДДТУ № a201609889, заявл. 26.09.2016 25.10.2018, бюл. № 20/2018

УДК 669.013

Д.П. Часов, 1 кандидат технічних наук, доцент,

В.О. Бейгул, 1 кандидат технічних наук, доцент;

Д.Л. Серілко, 2 кандидат технічних наук, доцент;

Д.І. Грищенко, 1 аспірант

Р.Д. Велітовський, 1 магістрант

1 Дніпровський державний технічний університет

2 Національний університет водного господарства та природокористування

ДО ПИТАННЯ НАДІЙНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ БУГЕЛЬНОЇ РАМИ В АГРОПРОМИСЛОВOSTІ

Постановка проблеми

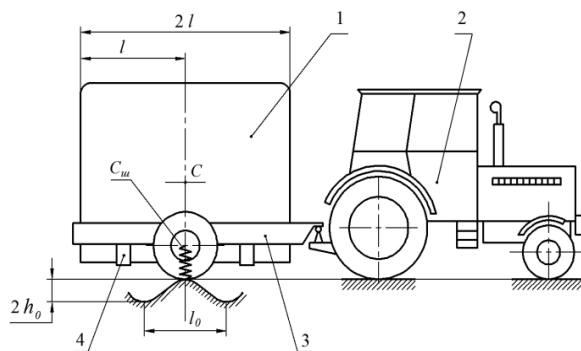
У науковій літературі майже відсутня інформація, про розробки та створення аграрних контейнеровозів з бугельною рамою при значній актуальності тягових машин та тракторів у технологічних лініях сільськогосподарських підприємств.

Формулювання мети

З аналізу літературних джерел можна сформулювати мету дослідження: розробка схеми розрахунку на міцність стабілізатора поперечної стійкості бугельної рами системи аграрного контейнеровоза для подальшого формування методики розрахунків несучої системи в умовах сільськогосподарських доріг.

Виклад основного матеріалу

На рис. 1 зображений зчленований аграрний контейнеровоз з бугельною рамою.

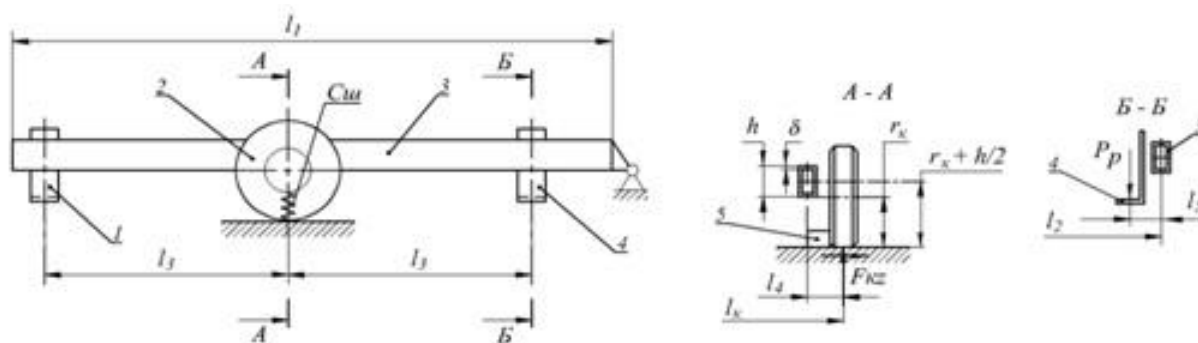


1 – контейнер; 2 – трактор-тягач; 3 – напівпричіп з бугельною рамою; 4 – ложемент

Рис. 1. Аграрний контейнеровоз з бугельною рамою

На рис. 2 представлена конструктивна схема бугельної рами аграрного контейнеровоза.

Ключову роль відіграє кутова жорсткість стабілізатора поперечної стійкості як пружного елемента підвіски напівпричепа аграрного контейнеровоза. У випадку напівпричепа аграрного контейнеровоза з бугельною рамою геометричні параметри стабілізатора поперечної стійкості спрощуються, розрахункова схема представлена на рис. 3.



1 – ложемент задній; 2 – колесо напівпричепа; 3 – бугельна рама;
4 – ложемент передній; 5 – бордюр

Рис. 2 – Напівпричіп аграрного контейнеровоза з бугельною рамою

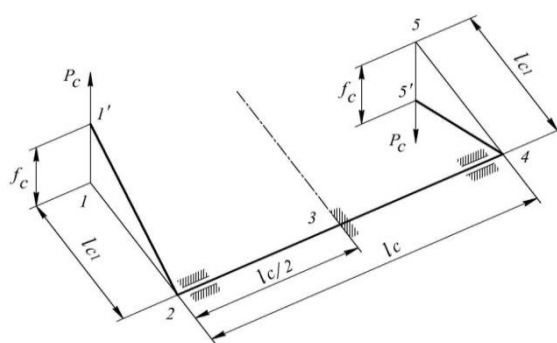


Рис. 3. Розрахункова схема стабілізатора поперечної стійкості напівпричепа аграрного контейнеровоза

Лінійне переміщення f_c стабілізатора поперечної стійкості реалізується згинанням ділянок 1–2 та 5–4, а також крученням ділянки 2–4 (рис. 3). Лінійна жорсткість стабілізатора поперечної стійкості визначається

$$C_c = \frac{P_c}{f_c},$$

де C_c – лінійна жорсткість стабілізатора поперечної стійкості, Н/м;

P_c – навантаження при крені, Н;

f_c – лінійне переміщення стабілізатора поперечної стійкості, м.

Висновки

У результаті проведених теоретичного та експериментальних досліджень розкриті механізми формування зовнішніх навантажень, сприйняття та передачі внутрішніх зусиль у несучих системах аграрних контейнеровозів з бугельною рамою, що лежать в основі розробки методики проектування бугельних несучих систем.

Список використаної літератури

1. Beihul O. Devising a procedure for calculating the designed strength of a kingpin-type load-carrying system for an articulated tractor container carrier / O. Beihul, D. Grisichenko, V. Beihul, D. Chasov, A. Lepetova, B. Kolyada // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies (Engineering technological systems). – 5/7 (107). – 2020. – p.22 – 29.

УДК 629.1.04

В.М. Петров¹, к. т. н., доцент,

С.Г. Чабан¹, к. т. н., доцент,

О.О. Жданов², к. т. н., доцент,

Р.О. Мацей³, к. т. н., доцент,

¹ Національний університет «Одеська політехніка»

² Одеська державна академія будівництва та архітектури

³ Військова академія

САМОСКИД З ВИШТОВХУВАННЯМ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ

Однією з операцій виробництва є транспортування сипкого матеріалу. На жаль не все транспортне обладнання підходить для робіт в приміщеннях з низькою стелею, під лініями електромереж, на нестійких ґрунтах і т.д. Сучасні самоскиди мають велику висоту підйому кузова, що не дозволяє використовувати їх при цих роботах. На основі аналізу існуючих конструкцій самоскидів необхідно створити машину з можливістю розширення сфери її використання.

Методика цього дослідження полягала у виконанні аналізу конструкцій самоскидів:

- структурне членування конструкції на різні технологічні пристрої та механізми;
- складання та аналіз схем існуючих конструкцій;
- розробка та виділення загальних ознак для класифікації конструкцій технологічних механізмів;
- аналіз переваг та недоліків виділених технологічних пристроїв та механізмів;
- моделювання кузова при робочому навантаженні конструкції самоскида.

Розглянувши певну кількість конструкцій самоскидів, прийшли до висновку розробки транспортного засобу з виштовхуванням сипкого матеріалу з кузова. Дані конструкції мають ряд переваг:

- можливість скидання сипкого матеріалу в місцях з перешкодами над кузовом,
- підвищена безпека під час розвантаження,
- краща контрольованість процесу розвантаження,
- можливість поєднання розвантаження з технологічною операцією по розподілу сипкого матеріалу рівномірним шаром на площі.

Однією з проблем є визначення зусиль необхідних для виштовхування сипкого матеріалу з кузова самоскида. Крім того на відміну компоновки гідроциліндру в класичній схемі самоскида, він розташований горизонтально та повинен бути двосторонньої дії. Потрібно ввести ряд конструктивних змін, щоб виконати ці вимоги. Зусилля на штоку гідроциліндра повинне перевищувати зусилля опору в механізмі переміщення сипучого матеріалу [1]

$$F > p \cdot S - P_T - R_{III} - R_{II} - R_C,$$

де p – тиск робочої рідини в гідросистемі, S – площа поршня, P_T – сила тертя матеріалу о стінки і підлогу кузова, R_{III} – сила опору ущільнення штока, R_{II} – сила опору ущільнення поршня, R_C – сила опору руху рідини у зливній магістралі.

Розглянемо розрахункову схему (рис. 1).

Корисний об'єм кузова визначимо як

$$V = H \cdot B \cdot (L - 0,5 \cdot H / \operatorname{tg} \alpha),$$

де L – довжина кузова, H – висота кузова, B – ширина кузова, L_1 – довжина за схемою, $L_1 = H / \operatorname{tg} \alpha$, α – кут нахилу виштовхувача до горизонту.

Тоді вага вантажу з врахуванням 25% перевантаження

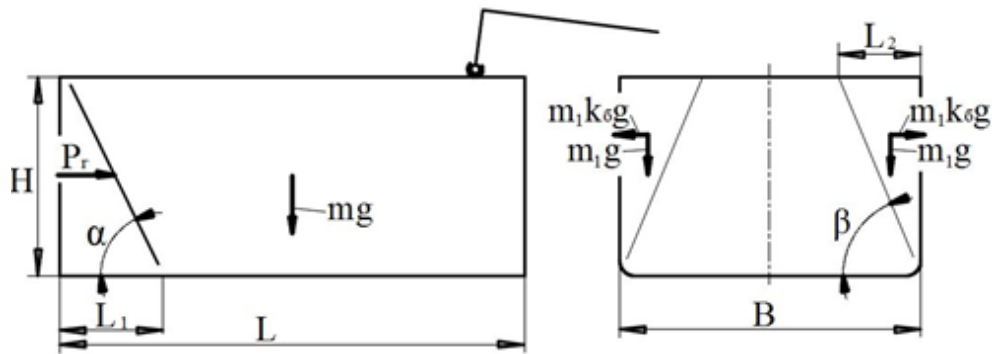


Рис. 1. Розрахункова схема механізму виштовхування сипучого матеріалу.

$$G = 1,25 \cdot V \cdot \gamma \cdot g,$$

де γ – об’ємна маса матеріалу, g – прискорення вільного падіння.

Об’єм матеріалу, що тисне на бокову стінку кузова

$$V_1 = 0,5 \cdot L_2 \cdot H,$$

де $L_2 = H / \tan \beta$,

β – кут внутрішнього тертя матеріалу.

Зусилля P_0 , яке діє на бокову стінку кузова

$$P_0 = k_0 \cdot V_1 \cdot \gamma \cdot g,$$

де k_0 – коефіцієнт бокового розпору.

Сила тертя матеріалу о стінки і підлогу кузова

$$P_T = (G + 2 \cdot P_0) \cdot f_T$$

де f_T – коефіцієнт тертя сипучого матеріалу о стінки кузова.

Розрахунки дали змогу визначитись з параметрами гідроприводу, та остаточно спроектувати телескопічний гідроциліндр двосторонньої дії. Враховуючи підвищену довжину ходу гідроциліндра та його телескопічність були проведені розрахунки циліндра на стійкість використовуючи формули Ейлера та Ясинського. Спроектований кузов з механізмом виштовхування був всебічно підданий різним видам навантаження в різних системах САПР, що дозволило оптимізувати конструкцію кузова (рис. 2).

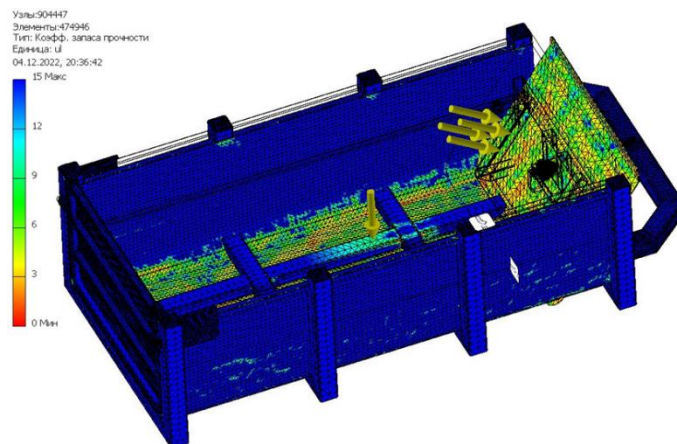


Рис. 2. Мапа розташування коефіцієнта запасу міцності.

1. Проаналізовані схеми самоскидів, що застосовуються у промисловості та сільському господарстві. Розглянуті переваги та недоліки різних конструкцій самоскидів, що дозволило зробити вибір при розробці нового транспортного засобу.

2. Розрахована та смодельована конструкція нового транспортного засобу.

1. Марутов В.А., Павловский С.А. Гидроцилиндры. Конструкция и расчет. М.: Машиностроение, 1966. - 172 с.

А

М.П. Артёмов, доктор технічних наук, професор (секція 5)
Державний біотехнологічний університет
В.В. Аулін, доктор технічних наук, професор (секція 1)
Центральноукраїнський національний технічний університет

Б

О.П. Бабак, кандидат технічних наук, доцент (секція 2)
Хмельницький національний університет
Г.А. Баглюк, доктор технічних наук, професор (секція 4, 4)
Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України
В.В. Багрій, кандидат технічних наук, доцент (секція 3)
Дніпровський державний технічний університет
V.S. Baiduzh, applicants of the second (master's) level of higher education (секція 4, 5)
Dniprovsky State Technical University
Д.С. Баулін кандидат технічних наук, старший науковий співробітник (секція 1)
Національна академія Національної гвардії України
В.О. Бейгул, кандидат технічних наук, доцент; (секція 5)
Дніпровський державний технічний університет
І.В. Бельмас, доктор технічних наук, професор (секція 5)
Дніпровський державний технічний університет
Ю.О. Белоконь, доктор технічних наук, доцент (секція 2)
Запорізький національний університет
С.Т. Берегуляк, аспірант (секція 2)
Національний університет «Львівська політехніка»
I.V. Bilozir, postgraduate student of the Department of AAG (секція 2, 4)
Strengthening of truck engine parts in the conditions of SHS
О.І. Білоус, кандидат технічних наук, доцент (секція 5)
Дніпровський державний технічний університет
М.І. Богатчук, аспірант, (секція 4)
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
В.В. Богомолів, старший викладач кафедри експлуатації та ремонту машин (секція 3)
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури
Ю. Д. Бодоряк, завідувач сектору автотехнічних досліджень (секція 3)
Тернопільський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України (секція 3)
Д.М. Бондюк, здобувач другого (магістерського) рівня вищої освіти (секція 3)
Дніпровський державний технічний університет
А.Р. Бучок, студ. гр. АТ-22мп (секція 4)
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

В

О.С. Васильєв, к.т.н., доцент (секція 1)
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Р.Д. Велітовський, магістрант (секція 5)

Дніпровський державний технічний університет

В.В. Вірченко, к.т.н., доцент (секція 1)

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

А.А. Вичавка, асистент (секція 2)

Хмельницький національний університет

Ю.І. Войчишин, аспірант

Національний університет «Львівська політехніка» (секція 1)

Р.В. Волошин, старший викладач, магістр (секція 3)

Дніпровський державний технічний університет

Г

Ю.Є. Галайда, викладач (секція 1)

Відокремлений структурний підрозділ Бердянський машинобудівний фаховий коледж

Національного університету «Запорізька політехніка»

В.П. Гармаш, старший науковий співробітник, підполковник (секція 1, 1)

Національна академія Національної гвардії України

Р.О. Гела, інженер (секція 3, 4)

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

М.В. Гетьман, аспірант (секція 4)

Хмельницький національний університет

К.Е. Голенко, кандидат технічних наук, викладач, kgolenko@gmail.com

Хмельницький національний університет (секція 1)

С.А. Горєлишев, кандидат технічних наук, доцент (секція 1)

Національна академія Національної гвардії України

Т.Т. Гріштор, аспірант (секція 4)

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Григорів А. Г., студент, каф. автомобільного транспорту та логістики (секція 4)

Національний університет "Одеська політехніка"

Д.І. Грищенко, аспірант (секція 5)

Дніпровський державний технічний університет

А.В. Грабовський, доктор технічних наук, доцент (секція 2)

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

K.V. Guliaev, postgraduate student of the Department of AAG (секція 2)

Dnipro State Technical University

А.Б. Гупка, кандидат технічних наук, доцент (секція 1)

Тернопільський національний технічний університет

Д

O.O. Danilchenko, applicant for the second (master's) level of higher education (секція 5, 5)

Dniprovsky State Technical University

E.E. Dibrov, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 4)

Dniprovsky State Technical University

О.В. Диха, доктор технічних наук, професор (секція 2, 4)

Хмельницький національний університет

В.Т. Дмитрів, доктор технічних наук, професор (секція 2)

Національний університет «Львівська політехніка»

Т.М. Дорожка, аспірантка (секція 2)

Дніпровський державний технічний університет

Є.О. Дубінін, доктор технічних наук, професор (секція 1)

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Є

Б.Б.Єфанов, пошукач вищої освіти другого (магістерського) рівня (секція 5)

Дніпровський державний технічний університет

З

М.С. Загребасєв, аспірант (секція 4)

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

Г.С.Задорожній, аспірант (секція 2)

Дніпровський державний технічний університет

О.Г. Закапко, аспірант (секція 1)

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

М.С. Звонецький, аспірант (секція 4)

Дніпровський державний технічний університет

О.І. Зінченко, докторант (секція 2)

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”

Ж

A.O. Zhalko, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 2)

DniproStateTechnicalUniversity

K.O. Zhalko, applicant for the second (master's) level of higher education (секція 5)

Dniprovsky State Technical University

О.О. Жданов, к. т. н., доцент (секція 5)

Одеська державна академія будівництва та архітектури

Житник І., магістр (секція 2)

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

Й

Йовченко А.В., к.т.н., доцент (секція 4)

Черкаський державний технологічний університет

E.M. Yolkın, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 1)

Dnipro State Technical University(секція 1)

К

- Є.І. Калінін**, доктор технічних наук, професор (секція 5, 5, 5, 5)
Національний університет біоресурсів і природокористування України
- Р.О. Кайдалов**, доктор технічних наук, професор (секція 1)
Національна академія Національної гвардії України
- Т.В. Калініна**, кандидат фізико-математичних наук, доцент (секція 2)
Дніпровський державний технічний університет
- О.М. Калнагуз**, ст. викладач (секція 5)
Сумський національний аграрний університет
- D.M. Kiforuk** postgraduate student of the Department of AAG (секція 2, 2)
Dnipro State Technical University
- Д.М. Клец**, доктор технічних наук, професор (секція 1)
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
- М.П. Колісник**, кандидат технічних наук, професор (секція 1)
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури
- Т.М. Колеснікова**, кандидат технічних наук, доцент (секція 4)
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури
- Ю.Ю. Козлов** (секція 5)
Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва
- К.М. Komendarov**, postgraduate student of the Department of AAG (секція 2)
Dnipro State Technical University
- А.І. Коробко**, кандидат технічних наук, доцент (секція 1)
¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет
²Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого
- А.Ю. Коршунов**, магістр (секція 2)
Дніпровський державний технічний університет
- S.M. Kostrenko**, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 2)
Dnipro State Technical University
- A. V. Kanskyi**, student of the T-211 group (секція 2)
National University "Zaporozhye Polytechnic"
- М.С. Красношопка**, студ. гр. АТ-22мп (секція 1)
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури
- R.G. Kryvko**, applicant for the third (educational and scientific) level of higher education (секція 2, 3, 5)
Dnipro State Technical University
- А.І. Криворот**, к.т.н. (секція 1)
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
- С.І. Криштопа**, д.т.н., проф. (секція 4)
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
- О.Ю. Крот**, доктор технічних наук, професор (секція 3)
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
- О.П. Крот**, доктор технічних наук, професор (секція 3)
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
- I.V. Kruglyak**, Head of the Department of GMB, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor (секція 2, 2)

Dnipro State Technical University

I.V. Kruglyak, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor (секція 2, 3, 4, 5, 5, 5, 5)

Dnipro State Technical University

I.B. Кругляк, завідувач кафедри ГМБ доктор технічних наук, доцент (секція 3)

Дніпровський державний технічний університет

D.O. Kruglyak, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor (секція 3, 4, 5, 5)

Zaporizhzhia National University

M.A. Кругляк, магістр (секція 3)

Дніпровський державний технічний університет

B.I. Кубіч, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі» (секція 1)

Національний університет «Запорізька політехніка»,

V. I. Kubich, Ph.D., associate professor of the "Automobiles" department (секція 2)

National University "Zaporozhye Polytechnic"

Купрієнко С.Р., студент гр. МАВ-83 (секція 4)

Черкаський державний технологічний університет

О.Г. Кушніренко, студент (секція 2)

Запорізький національний університет

Л

С.А. Лебедєв, кандидат технічних наук, доцент, (секція 5)

Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва

A.T. Лебедєв, доктор технічних наук, професор (секція 5, 5)

Сумський національний аграрний університет

A.B. Левко, студент (секція 4)

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Д.С. Лемішко (секція 5, 5)

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Р.Я.Лещук, кандидат технічних наук, доцент (секція 1)

Тернопільський національний технічний університет

О.Б. Лисенко, доктор фізико-математичних наук, професор (секція 2)

Дніпровський державний технічний університет

О.С. Лиходій, кандидат технічних наук, завідувач кафедри експлуатації та ремонту машин (секція 1, 3)

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

О.С.Лук'яненко, аспірант (секція 2)

Національний університет «Запорізька політехніка»

Ляшенко Володимир Сергійович, аспірант (секція 2)

Дніпровський державний технічний університет

О.Л.Ляшук, доктор технічних наук, професор, перший проректор (секція 1,3)

Тернопільський національний технічний університет

М

Маймур А., магістр (секція 2)

Дніпровський державний технічний університет

М.В. Макаренко, аспірант (секція 1)

Дніпровський державний технічний університет

О.М. Маковкін, кандидат технічних наук, доцент (секція 2)

Хмельницький національний університет

Максименко Олег Павлович, д.т.н., професор (секція 2)

Дніпровський державний технічний університет

М.В. Марич, кандидат технічних наук (секція 4)

Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України

I.O. Marychev, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 2)

Dnipro State Technical University

Р.О. Мацей, к. т. н., доцент (секція 5)

Військова академія

Меленчук Т.М., д.т.н., проф., каф. автомобільного транспорту та логістики (секція 4)

Національний університет "Одеська політехніка"

D.I.Minin, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 1)

Dnipro State Technical University

І.Ю. Міцис, пошукач вищої освіти другого (магістерського) рівня (секція 5)

Дніпровський державний технічний університет

Я.В. Мудрий, аспірант (секція 5)

Сумський національний аграрний університет

Д.Я. Муковська, інженер (секція 3, 3, 3)

ПАТ «Запоріжсталь»

О.А. Мурашко, аспірант, (секція 2,2)

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

Н

М.М. Нестеренко, к.т.н., доцент (секція 1)

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка

Д.Г. Носов, кандидат технічних наук (секція 1)

Дніпровський державний технічний університет

О

Обрізан В.І. завідувач лабораторії кафедри автомобілів та автомобільного господарства (секція 2,2)

Дніпровський державний технічний університет

В.І. Омельченко, аспірант Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (секція 1)

Національна академія Національної гвардії України

О.В. Орісенко, к.т.н., доцент (секція 1)

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка

О.О. Острогляд, кандидат технічних наук (секція 3)

Національний університет «Запорізька політехніка»

Очеретяний М., аспірант (секція 2)

Дніпровський державний технічний університет

П

- О.В. Павленко**, кандидат технічних наук, доцент (секція 3)
Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
- О.О. Peredistyi**, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 2)
Strengthening of truck engine parts in the conditions of SHS
- О.О.Передістий**, здобувач другого (магістерського) рівня вищої освіти (секція 4)
Дніпровський державний технічний університет
- В.В.Перемітько**, доктор технічних наук, професор (секція 1,2)
Дніпровський державний технічний університет
- А.В. Перемітько**, аспірант (секція 1)
Дніпровський державний технічний університет
- В.М. Петров**, к. т. н., доцент (секція 5)
Національний університет «Одеська політехніка»
- В.О. Пирогов**, аспірант (секція 5)
Сумський національний аграрний університет
- О.О. Пирогов**, аспірант (секція 5)
Сумський національний аграрний університет
- А.А. Побережний**, науковий співробітник, підполковник (секція 1, 1)
Національна академія Національної гвардії України
- В.М. Погуляй**, аспірант (секція 5)
Сумський національний аграрний університет
- М.А. Подригало**, доктор технічних наук, професор (секція 1,1,1, 1)
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
- М.А. Подригало**, доктор технічних наук, професор, головний науковий співробітник, (секція 1, 1)
Національна академія Національної гвардії України
- D.V. Ponomarenko**, student of the second (master's) level of higher education (секція 5)
Dniprovsky State Technical University
- Приймак Анна Борисівна**, аспірантка (секція 2)
Дніпровський державний технічний університет
- З.О.Приходько**, пошукач вищої освіти другого (магістерського) рівня (секція 5)
Дніпровський державний технічний університет
- А.А. Prolomov**, postgraduate student of the Department of AAG (секція 1)
Dnipro State Technical University
- О.В. Пуховой**, аспірант (секція 3)
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова

Р

- Л.В. Разарьонов**, кандидат технічних наук, доцент (секція 1)
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
- О.М. Ракаєв**, інженер (секція 3)
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури
- О.В. Рязанцев**, зав.каф., доцент, к.ф.-м.н. (секція 4)
Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

С

- В.А. Савельєва**, студент (секція 2)

Запорізький національний університет

В.М.Савченко, пошукач вищої освіти другого (магістерського) рівня (секція 5)

Дніпровський державний технічний університет

D.Y. Samusik, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 2)

Dnipro State Technical University

В.Р. Самостян, кандидат технічних наук, доцент (секція 2)

Луцький національний технічний університет

E.V. Sannikov, applicants for the second (master's) level of higher education (секція 4)

Dniprovsky State Technical University

О.О.Сасов, кандидат технічних наук, доцент (секція 3, 4)

Дніпровський державний технічний університет

В.П. Свідерський, кандидат технічних наук, доцент (секція 2)

Хмельницький національний університет

О.В. Семерня, ст. викладач (секція 5)

Сумський національний аграрний університет

B.P. Sereda, Doctor of Technical Sciences, Professor (секція 1,1,2,2)

Dnipro State Technical University

B.P. Sereda, Doctor of Technical Sciences, Professor (секція 2, 4)

Strengthening of truck engine parts in the conditions of SHS

B.P. Sereda Head of the Department of AAG Doctor of Technical Sciences, Professor (секція 2, 2, 2, 2)

Dnipro State Technical University

Б.П. Середя, завідувач кафедри ААГ доктор технічних наук, професор (секція 3, 3, 3)

Дніпровський державний технічний університет

D.B. Sereda, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor (секція 2,2)

Strengthening of truck engine parts in the conditions of SHS

Д.Б. Середя, доцент кафедри ГМБ, кандидат технічних наук (секція 3)

Дніпровський державний технічний університет

Д.Л. Серілко, кандидат технічних наук, доцент; (секція 5)

Національний університет водного господарства та природокористування

М.В. Сідельников, здобувач другого (магістерського) рівня вищої освіти (секція 3)

Дніпровський державний технічний університет

Ю.В., Сіренко, PhD., доцент (секція 5)

Сумський національний аграрний університет

Р.В.Сиваш, спонукач (секція 3)

Національний університет «Запорізька політехніка»

Ситніков Т.В., аспірант, каф. комп'ютерних систем (секція 4)

Національний університет "Одеська політехніка"

М.О. Скорик, ст. викладач (секція 1,1)

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка

Скорих М., аспірант (секція 2)

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

Г.І. Слинько, доктор технічних наук, професор (секція 4)

Національний університет «Запорізька політехніка»

В.В. Слинько, старший викладач (секція 4)

Національний університет «Запорізька політехніка»

S.O. Solovyov, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 2)

Dnipro State Technical University

А.В. Сороколів, магістрант кафедри експлуатації та ремонту машин (секція 3)

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

А.Л. Старий, аспірант,

Хмельницький національний університет (секція 1)

О.О. Stasevych, PhD student of the Department of AAG (секція 2, 2)

Dnipro State Technical University

Е.О. Strashko, second (master's) degree student (секція 5)

¹Dniprovsky State Technical University

Ступень П.В., к.т.н., доцент, комп'ютерних систем (секція 4)

Національний університет "Одеська політехніка"

Р.Ф. Сухонос, старший викладач (секція 4)

Національний університет «Запорізька політехніка»

О.М. С'янов, д.т.н, професор (секція 4)

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

Т

Г.І. Танцура, кандидат технічних наук, доцент (секція 5)

Дніпровський державний технічний університет

Тарандушка Л.А., доктор технічних наук, професор (секція 3)

Черкаський державний технологічний університет

Тарандушка І.П., старший викладач (секція 3)

Черкаський державний технологічний університет

T.G. Tarasenko, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 5)

Dnipro State Technical University

Теплечук А.М., ст. викл., каф. автомобільного транспорту та логістики (секція 4)

Національний університет "Одеська політехніка"

М.М. Ткачук, доктор технічних наук, професор (секція 2)

М.А. Ткачук, доктор технічних наук, професор (секція 2)

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

О.В. Толочина, кандидат технічних наук (секція 4)

Інститут проблем матеріалознавства ім.І.М.Францевича НАН України

О.І. Толочин, кандидат технічних наук (секція 4)

Інститут проблем матеріалознавства ім.І.М.Францевича НАН України

С.М. Турпак, доктор технічних наук, професор (секція 3)

Національний університет «Запорізька політехніка»

У

S.O. Usenko, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 1)

Dnipro State Technical University

Ч

С.Г. Чабан, к. т. н., доцент (секція 5)

Національний університет «Одеська політехніка»

Д.П. Часов, кандидат технічних наук, доцент (секція 5)

Дніпровський державний технічний університет

I.O. Chizhov, engineer, Zaporizhzhya Foundry and Mechanical Plant LLC (секція 1,2)
Dnipro State Technical University

В.В. Чепурний, студент(секція 3)

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

А.Л. Червоноштан, магістр (секція 1)

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

С.М. Черненко, кандидат технічних наук, доцент, (секція 2, 2)

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

Чернета О.Г., кандидат технічних наук, доцент (секція 2, 2, 2)

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

О.В. Черніков, доктор технічних наук, професор (секція 1)

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Чорномор Я.В., студент (секція 3)

Черкаський державний технологічний університет

S.S. Chukhno, applicant of the third (educational and scientific) level of higher education (секція 2,3)

DniproStateTechnicalUniversity

УДК 629.373.3: 629.3.017.2

Ш

В.А. Шаломєєв, доктор технічних наук, професор (секція 2)

Національний університет «Запорізька політехніка»

М.В. Шаповал, к.т.н., доцент (секція 1)

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

В.С. Шапошник, аспірант (секція 5)

Сумський національний аграрний університет

В.С. Шевцов, аспірант (секція 1)

V.A. Shevtsov, applicant of the second (master's) level of higher education (секція 2)

Dnipro State Technical University

Дніпровський державний технічний університет

В.С. Шеїн, кандидат технічних наук, доцент (секція 1, 1, 1)

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Д.З. Шматко, кандидат технічних наук, доцент (секція 3, 3)

Дніпровський державний технічний університет

Ю. А. Шминдюк, старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень (секція 3)

Тернопільський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України

С.Р. Штих, здобувач другого (магістерського) рівня вищої освіти (секція 3)

Дніпровський державний технічний університет

М.Л. Шуляк, доктор технічних наук, професор (секція 5, 5, 5, 5)

Сумський національний аграрний університет

Я

В.С. Яремчук, старший викладач (секція 2)

Хмельницький національний університет

Г.Г. Яровой, ад'юнкт докторантури та ад'юнктури, майор (секція 1)
Національна академія Національної гвардії України