

Міністерство аграрної політики та
продовольства України



ПРАЦІ
Таврійського державного
агротехнологічного університету

Випуск 11 Том 1

Наукове фахове видання

Мелітополь – 2011 р.

УДК 621.311:631

ПЗ.8

Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет. – Вип. 11. Т. 1. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011.– 340 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 7 від 25 січня 2011 р.

У випуску наукових праць друкуються матеріали в галузі механізації сільського господарства, енергетики та автоматизації процесів сільськогосподарського виробництва.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. – к.т.н., професор, ректор ТДАТУ (головний редактор);
Надикто В.Т. – чл.-кор. НААНУ, д.т.н., професор (заст. головного редактора);
Діордієв В.Т. – к.т.н., професор, (відповідальний секретар);
Дідур В.А. – д.т.н., професор; Кушнар'єв А.С. – чл.-кор. УААН, д.т.н., професор;
Найдиш А.В. – д.т.н., професор; Никифорова Л.Є. – д.т.н., професор;
Овчаров В.В. – д.т.н., професор; Панченко А.І. – д.т.н., професор;
Рогач Ю.П. – к.т.н., професор; Скляр О.Г. – к.т.н., доцент;
Тарасенко В.В. – д.т.н., професор; Шацький В.В. – д.т.н., професор;
Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., професор.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Панченко А.І.
(кафедра «Мобільні енергетичні засоби»)

Адреса редакції: ТДАТУ
Просп. Б. Хмельницького 18,
м. Мелітополь, Запорізька обл.,
72312 Україна

ISSN 2078-0877

**© Таврійський державний
агротехнологічний університет, 2011.**

УДК 631.3:6311/6

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ РОБОТИ ПОХИЛОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО СЕПАРАТОРА ПРИ ДОРОБЦІ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ НАСІННЕВОЇ МАСИ ОВОЧЕ-БАШТАННИХ КУЛЬТУР

С.І. Пастушенко, д.т.н.

Херсонський державний аграрний університет,

М.М. Огієнко, інж.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (0552) 41-49-50

Анотація – наведено результати математичного моделювання процесу руху крупної фракції технологічної маси овоче-баштанних культур. Отримано диференційне рівняння розрахунку автоколивань частинок кірки огірка і дині при переміщенні вздовж внутрішньої поверхні барабана похилого циліндричного сепаратора.

Ключові слова – роторний циліндричний сепаратор, насіння огірка, дині, математичне моделювання, автоколювання кірки, коефіцієнт тертя.

Постановка проблеми. Галузь виробництва насіння овоче-баштанних культур на сьогоднішній день має проблему відсутності сучасного обладнання, яка потребує термінового вирішення шляхом створення нових високопродуктивних машин. Розробка технологічного обладнання для механізованого отримання насіння овоче-баштанних культур здійснюється за умови теоретичного обґрунтування процесу роботи машини [1].

Для довиділення залишків насіння із попередньо переробленої технологічної маси овоче-баштанних культур створено похилий циліндричний сепаратор [2], який може використовуватися як самостійна установка для отримання насіння, або як окремий елемент потокової лінії для доробки технологічної маси. Циліндричний роторний сепаратор (рис. 1) являє собою сітчастий барабан, що обертається, навколо центральної осі під кутом до горизонту. Крупні частинки кірки дині або огірка подаються на внутрішню поверхню барабана. Параметри роторного сепаратора (діаметр, число обертів в хвилину, нахил) підбираються так, щоб переміщення об'ємних мас по решету відбувалося

без відриву від поверхні барабану, для забезпечення тертя кірки, інтенсифікуючи при цьому процес просіювання насіння крізь решето.

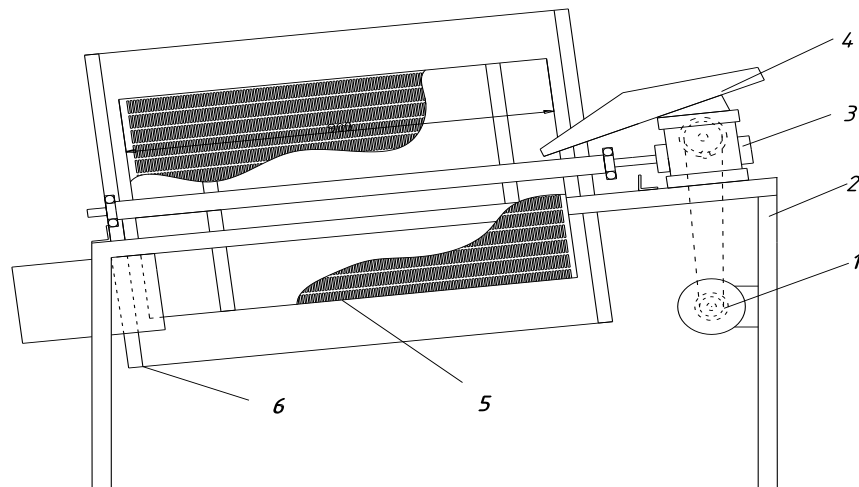


Рис. 1. Схема циліндричного роторного сепаратора:

1 – електродвигун; 2 – рама; 3 – редуктор; 4 – подавальний лоток;
5 – сітчастий барабан; 6 – підбарабання

Безвідривний рух подрібнених мас складається з їх періодичних підйомів і опускань у внутрішній поверхні сепаратора (рис. 2). З погляду теорії коливань ці переміщення являються автоколиваннями. За своєю сутністю автоколивання в сепараторі близькі до автоколивань маятника Фруда – маятника на валу, що обертається [3]. У цих автоколивальних системах відбувається періодичне зростання сил (моментів) тертя і поновлюючих сил. Найбільш складним процесом є процес дії сил тертя [4].

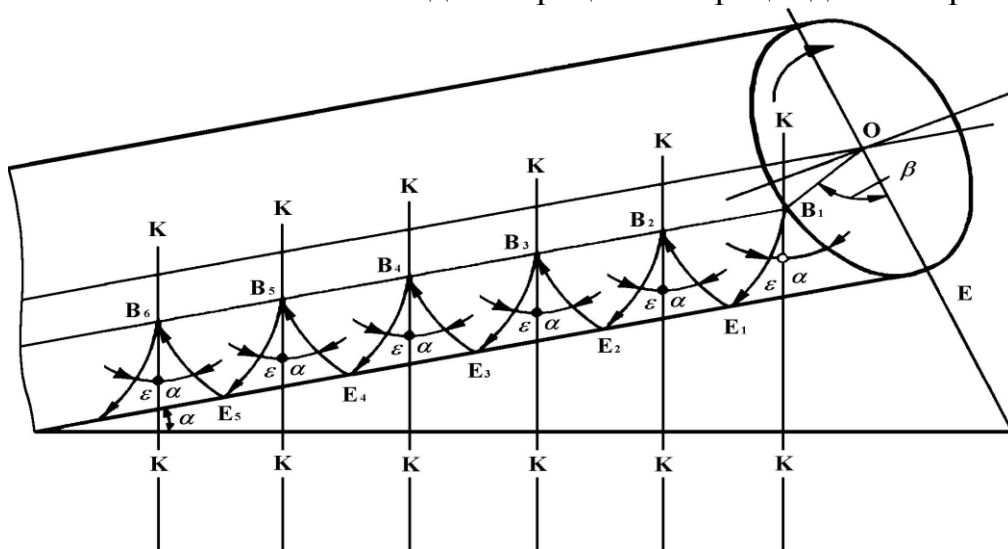


Рис. 2. Схема руху матеріалу в похилому циліндричному сепараторі

Для дослідження процесів, що протікають у сепараторі потрібно обґрунтувати математичну модель руху кірки вздовж барабана при різних умовах роботи, що дасть можливість визначити час протирання

кірки та висоту її піднімання, т.я. ці параметри суттєво впливають на якість відокремлення насіння.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вивченню механізмів тертя і їх математичним моделям присвячено велика кількість робіт. Розглянемо основні положення процесу визначення коефіцієнту тертя.

Р.Амонтон і Ш.Кулон ввели поняття коефіцієнта тертя як відношення сили тертя до навантаження

$$F_{mp} = f_{mp} \cdot N, \quad (1)$$

де N – сила нормального тиску; $F_{\delta\delta}$ – сила тертя; f_{mp} – коефіцієнт тертя.

Значення коефіцієнта тертя для різних пар матеріалів приводяться в різних фізико-технічних довідниках, наприклад в [6].

Подальші дослідження відомих вчених показали, що коефіцієнт тертя залежить не тільки від виду матеріалу тіл, що труться, але і від ступеня обробки поверхонь і їх змащення. Далі з'ясувалося, що сила статичного тертя (при зрушуванні з місця) відрізняється від сили тертя руху. Кулон вивчав силу тертя при повільному зсуві контактуючих тіл.

Відомо, що введення мастила і просто змочування водою зменшує тертя. Теорія змащування (в'язкого тертя) була дана вперше Рейнольдсом в 1886 р.[5] Якщо змащування недостатньо, то діють всі три механічні сили тертя: сила статичного опору здвигу з місця, кулонова сила і сила в'язкого тертя. У 1902 р. Штробек експериментально показав, що за відсутності змащування сила тертя при зрушенні не падає відразу до кулонової сили, а відбувається поступове її зниження.[2]

Залежність коефіцієнта тертя від швидкості ковзання (відносного руху поверхонь, що труться) крупної кірки дині чи огірка в найбільшій мірі відображається рівнянням, запропонованим І.В. Крагельським і В.С. Щедровим [7] у вигляді

$$f_{mp} = (a + b \cdot |v|)e^{-c|v|} + d, \quad (2)$$

де a, b, c, d – постійні, що характеризують режим ковзання і властивості матеріалів пари (подрібнена кірка, м'якоть, решітне полотно);

$|v|$ - відносна швидкість руху кірки вздовж барабана сепаратора.

Мета роботи – проведення математичного моделювання роботи циліндричного сепаратора при обробці технологічної інтенсивної маси овочево- баштанних культур.

Викладення основного матеріалу. Розглянемо математичну модель роботи циліндричного сепаратора, як випадок квазістатички (постійного малого прослизання) частинки на внутрішній поверхні барабана [8]. Сили, що діють на насінину в її відносному русі показано на рис. 3.

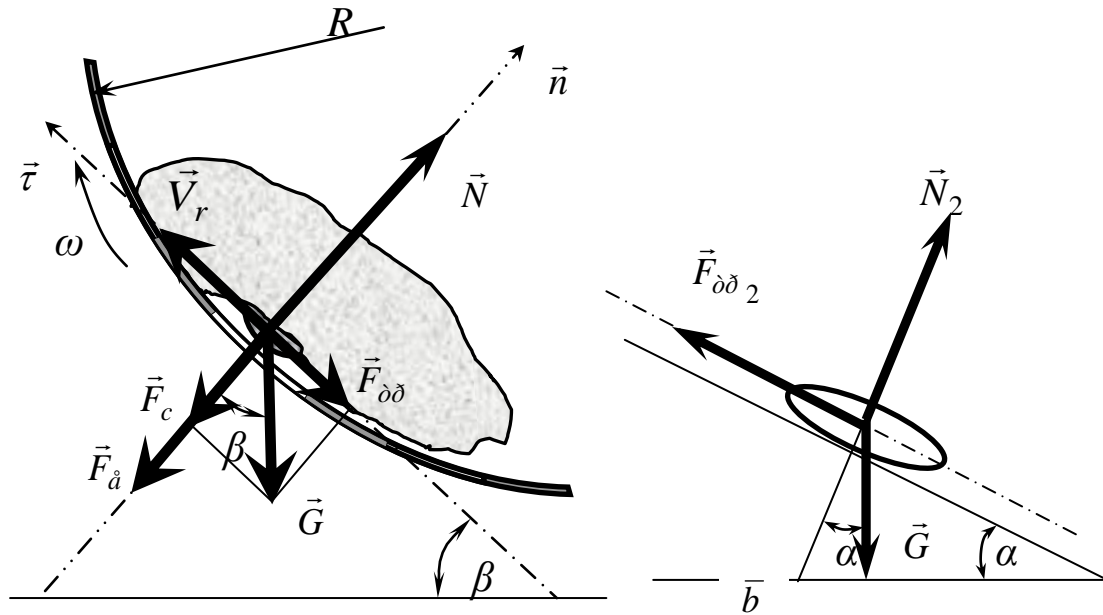


Рис.3. Схема сил, що діють на насініну

Вважаємо, що тіло знаходиться в умовах рівноваги дії сил

$$G \cdot \sin \beta - F_{mp} = 0, \quad (3)$$

де β – кутова координата;

G – вага тіла ($G = mg$);

m – маса тіла;

$F_{\delta\delta}$ – сила тертя.

Силу тертя визначимо з урахуванням обертання

$$F_{mp} = (G \cdot \cos \beta + C) f_{mp}, \quad (4)$$

де C – відцентрова сила тиску

$$C = m \frac{V_0^2}{R}, \quad (5)$$

де V_0 – постійна окружна швидкість; R – радіус.

Підставляючи (3), (4) в (5), одержимо рівняння для рівноважної швидкості обертання тіла

$$V_0 = \sqrt{Rg \left(\frac{\sin \beta}{f_{mp}} - \cos \beta \right)}, \quad (6)$$

враховуючи, що

$$V_0 = \frac{\pi R n}{30}, \quad (7)$$

де n – число обертів сепаратора.

Знайдемо число обертів барабана з (7)

$$n = \left(\frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{R}{g}} \right) \left(\frac{\sin \beta}{f_{mp}} - \cos \beta \right)^{1/2}, \quad (8)$$

$$\text{де } \frac{\sin \beta}{f_{mp}} > \cos \beta.$$

Приймаючи $\beta \approx \frac{\pi}{4}$, як найменший кут піднімання кірки, одержуємо рівняння зв'язку числа обертів і радіусу сепаратора

$$n \approx \frac{18}{\sqrt{R}}. \quad (9)$$

Із збільшенням кута знаходимо межу при якій відбувається коливальний рух кірки. Найбільш допустимий кут підйому кірки $\beta \approx \frac{2\pi}{3}$ звідки одержуємо

$$n \approx \frac{38,7}{\sqrt{R}}. \quad (10)$$

Рух насіння разом з барабаном – це переносний рух з кутовою швидкістю ω .

Розглянемо динаміку руху кірки деякої маси m по внутрішній поверхні сепаратора. Поточне її положення визначимо кутовою координатою $\beta(t)$.

Рівняння динаміки кірки в загальному вигляді

$$\sum_{i=1} M_i = 0, \quad (11)$$

де M_i – i -тий момент, що діє на тіло.

Момент сили інерції

$$M_1 = J\ddot{\beta}, \quad (12)$$

де $\ddot{\beta}$ – кутове прискорення

J – момент інерції тіла:

$$J = mR^2. \quad (13)$$

Момент сили скочування

$$M_2 = mg R \sin \beta. \quad (14)$$

Момент сили тертя

$$M_3 = -f_{mp} \left[mg \cos \beta + m \frac{(R\dot{\beta})^2}{R} \right] R. \quad (15)$$

Підсумовуючи моменти з врахуванням їх знаків, одержуємо

$$\ddot{\beta}mR^2 + mg \sin \beta - f_{mp} \left[mg \cos \beta + m \frac{(R\dot{\beta})^2}{R} \right] R = 0, \quad (16)$$

тут $\dot{\beta}$ – кутова швидкість.

Після ряду перетворень

$$\ddot{\beta} + \left(\sqrt{\frac{g}{R}}\right)^2 \sin \beta = f_{mp} \left[\dot{\beta}^2 + \left(\sqrt{\frac{g}{R}}\right)^2 \cos \beta \right]. \quad (17)$$

На рис. 4 і 5 приведені результати розрахунку автоколивань кірки всередині барабана по рівнянню (17) при постійному значенні коефіцієнту тертя в межах 0,3–0,4 при якому можливе протирання кірки по решету.

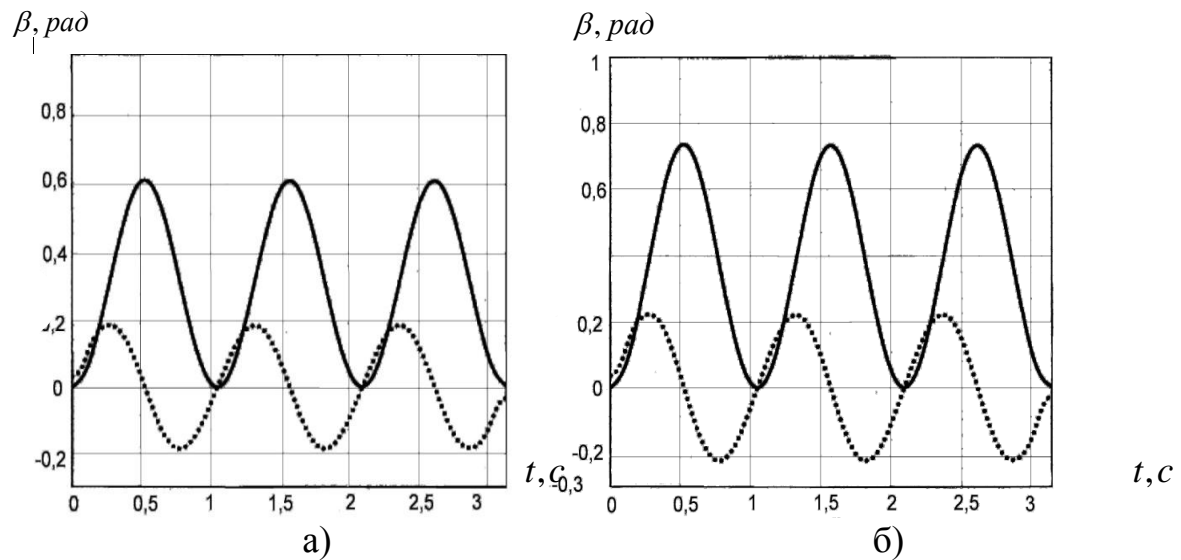


Рис. 4. Автоколивання тіла по колу сепаратора, при

а) $f_{\delta\delta} = 0,3$, б) $f_{\delta\delta} = 0,35$

— $-\beta(\tau)$; $-0,1 \cdot d/dt \cdot \beta(\tau)$

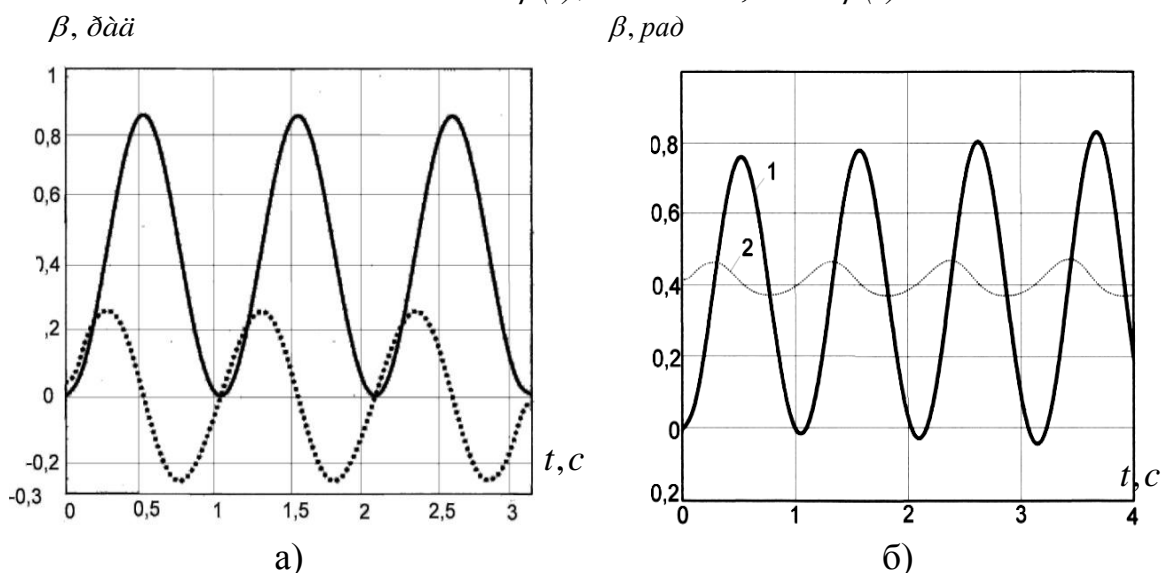


Рис. 5. Автоколивання тіла по колу перетину сепаратора, при

а) $f_{\delta\delta} = 0,4$, б) 1. $\beta(t)$; 2. $f_{\delta\delta} = 0,35 + 0,2|6 - \beta|e^{-0,5|6 - \beta|}$

З рис. 4, 5, а, видно, що в межах зміни коефіцієнту тертя від 0,3 до 0,4 спостерігається лінійне підвищення амплітуди (в радіанах)

піднімання кірки. На рис. 5, б приведені результати розрахунку автоколивань кірки по рівнянню (17) при змінному коефіцієнті тертя. При збільшенні коефіцієнту тертя коливальний рух кірки неможливий, так як вона буде рухатися разом з барабаном без протирання.

Аналізуючи отримані графічні залежності спостерігаємо збільшення кута підйому кірки при змінненні коефіцієнту тертя, в зв'язку з цим можна стверджувати, що для робочої поверхні сепаруючого барабана потрібно підбирати матеріали, які забезпечують рух фрагментів кірки з коефіцієнтом тертя 0,37–0,4, при даних значеннях параметру збільшується шлях проходження кірки по внутрішній поверхні барабана, і цим забезпечується більш повне відділення насіння.

Висновки. В статті наведено результати математичного моделювання руху крупної фракції технологічної маси овоче-баштанних культур, а саме дині і огірка. Отримано рівняння розрахунку автоколивань частинок кірки та побудовано діаграми залежностей кута підйому кірки вказаних культур при різних значеннях коефіцієнта тертя ($f_{mp} = 0,3–0,4$) що дозволило, аналізуючи графіки, визначити висоту ($\beta = 0–1$ рад.) підйому кірки та час її проходження вздовж барабана сепаратора для кожного з значень коефіцієнта тертя.

Література

1. *Анисимов И.Ф.* Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / *И.Ф. Анисимов.* – Кишинев: Штиинца, 1987. – С. 28–55.
2. Пат. 30735 U України, А23N15/00. Циліндричний сепаратор насіння овоче-баштанних культур / *М.М. Огієнко, С.І. Пастушенко, О.А. Горбенко, К.М. Думенко.* – Заявл. 09.11.07; Опубл. 11.03.08. – Бюл. №5.
3. *Алешкевич В.А.* Автоколебания в курсе общей физике / *В. А. Алешкевич, В.М. Ахметьев* // Физическое образование в вузах. – Т.8. – №3. – 2002. – С.7–13.
4. *Чичинадзе А.В.* Основы трибологии: Учебник для технических вузов / *А.В. Чичинадзе.* – М. : Машиностроение, 2001. – 352 с.
5. *Первозванский А.А.* Трение – сила знакомая, но таинственная / *А.А. Первозванский* // Саратовский образовательный журнал. – №2. – 1998. – С. 129–134.
6. *Эберт Г.* Краткий справочник по физике / *Г. Эберт.* – М.: Физматгиз, 1963. – 552 с.
7. Справочник по триботехнике. – Том 1. Теоретические основы. – Варшава: Машиностроение, 1989. – 397 с.

8. *Пастушенко С.І.* Експериментальні дослідження компонентів подрібненої маси та фізико-механічних властивостей насіння овочевих культур / *С.І. Пастушенко, О.А. Горбенко, М.М. Огієнко* // Вісник Харківського НТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2007. – Вип. 62. – С. 318–323.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАБОТЫ НАКЛОННОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА ПРИ ДОРАБОТКЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СЕМЕННОЙ МАССЫ ОВОЩЕ-БАХЧЕВЫХ КУЛЬТУР

С.И. Пастушенко, М.М. Огиенко

Аннотация – приведены результаты математического моделирования процесса движения крупной фракции технологической массы овоще-бахчевых культур. Получено дифференциальное уравнение расчета автоколебаний частиц корки огурца и дыни при перемещении вдоль внутренней поверхности барабана наклонного цилиндрического сепаратора.

MATHEMATICAL DESIGN OF PROCESSES OF WORK OF SLOPING CYLINDER SEPARATOR AT REVISION OF TECHNOLOGICAL SEMINAL MASS OF VEGETABLES AND MELON CULTURES

S. Pastushenko, N. Ogienko

Summary

Outputs of the mathematical design of process of motion of large fraction of technological mass of vegetables and melon cultures are resulted. Differential equalization of calculation of particles of crust of cucumber and melon is got at moving along the internal surface of drum of the sloping cylinder separator.

УДК 631.325:631

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОРЦЕВОЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ОКНАМИ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Титов Д.С., инж.,

Засядько А.И., инж.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена разработке математической модели торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами, применяемой в планетарных гидромашинах.

Ключевые слова – планетарная гидромашина, торцевое распределение, распределитель, золотник, распределительные окна, углы расположения, углы перекрытия.

Постановка проблемы. Естественная тенденция к расширению области применения силовых гидроприводов в мобильной технике вызывает необходимость создания нового поколения гидромашин. Ускорение темпов роста требований к техническому уровню гидромашин приводит к увеличению объема исследований и трудоемкости проектных работ. Весомый вклад в развитие теории проектирования гидромашин вращательного действия внесли отечественные и зарубежные ученые. Однако, в основном, рассматривались поршневые гидромашины, а вопросам расчета и проектирования элементов гидромашин планетарного типа уделено недостаточное внимание. Необходимо отметить, что математические модели, применяемые в предыдущих исследованиях, были не полными и не охватывали все узлы гидромашин и их взаимосвязи. В этой связи очень остро встает вопрос проведения комплексных исследований, определяющих законы подачи рабочей жидкости распределительной системой в рабочие камеры планетарной гидромашин с целью разработки новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин данного типа.

Анализ последних исследований. Одним из основных элементов планетарной гидромашин является распределительная система,

представляющая собой устройство для подачи рабочей жидкости в рабочие камеры в строго определенной последовательности, зависящей от положения ротора в рабочей полости. От конструкции и исполнения распределительного устройства зависят такие параметры гидромашины, как гидравлический и объемный КПД, максимальное и минимальное число оборотов, расход рабочей жидкости, а также пропускная способность гидромашины. Распределительное устройство может быть клапанным, золотниковым, кранового типа (когда роль клапанов выполняет золотник), с плоским золотником и непосредственное (когда распределение жидкости осуществляется непосредственно ротором). При этом существуют следующие способы распределения рабочей жидкости: торцевое распределение; цапфенное распределение; непосредственное распределение и героторное распределение.

Анализ конструкции планетарных гидромашин (рис. 1) показывает, что в большинстве случаев в планетарных гидромашинах применяется торцевое распределение [6], так как при равной производительности относительная скорость ротора по примыкающим к нему поверхностям в планетарной гидромашине в десятки раз меньше, а малые скорости ротора позволяют устанавливать значительно меньший зазор, который обеспечивает высокий объемный КПД гидромашины.

На рис. 1 представлено конструктивное исполнение гидромоторов серии ПРГ (мощностью от 6,5 до 33 кВт), в которых используется торцевое распределение рабочей жидкости.

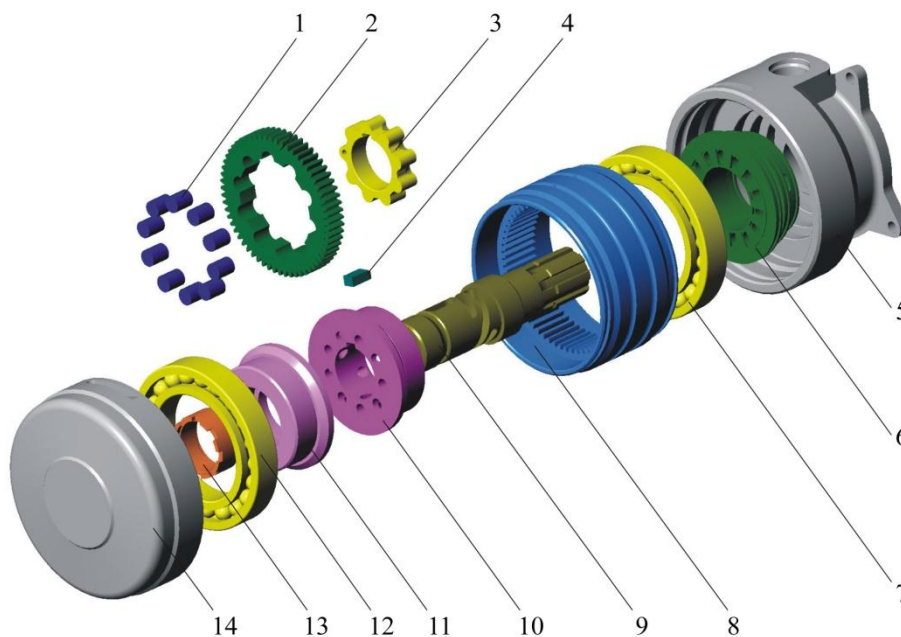


Рис. 1. Планетарный гидромотор серии ПРГ:

- 1 – ролики; 2 – ротор; 3 – шестерня; 4 – шпонка; 5 и 14 – крышки;
6 – золотник; 7 и 12 – радиально-упорные шарикоподшипники;
8 – корпус; 9 – вал; 10 – распределитель; 11 – щека; 13 – гайка

В планетарном гидромоторе серии ПРГ (рис. 1) блок подачи и распределения рабочей жидкости выполнен на основе передней крышки 5 в которой установлен золотник 6, соединенный своими проточками с полостями подвода и отвода рабочей жидкости, выполненными в передней крышке 5 [6].

В собранном гидромоторе золотник 6 в начальный момент поджимается к распределителю 10 с помощью пружин, при работе гидромотора поджим, с определенным усилием, осуществляется давлением рабочей жидкости. При этом распределительный механизм, состоящий из золотника 6 и распределителя 10, одновременно выполняет функции торцевого уплотнения выходного конца вала 9 от высокого давления в корпусе гидромотора.

Торцевое распределение представляет собой прилегающие поверхности подвижного распределителя и неподвижного золотника, на которых выполнены окна [7,8]. Геометрические формы распределителя выбираются так [9,10], чтобы отдающие каналы гидромашины были герметично отделены от приемных, а скорости рабочей жидкости не превосходили определенного предела, и чтобы всегда было некоторое строго регламентированное превышение усилия, прижимающего золотник к распределителю, над силами отжима, возникающими при просачивании рабочей жидкости через уплотняющие зазоры. Это превышение должно быть таким, чтобы удельное давление и удельные силы трения не превосходили допустимых значений.

Априорный анализ выполненных исследований, связанных с проектированием планетарных гидромашин, позволяет сделать заключение, что они выполнялись без должного учета ряда важных факторов, таких как, работа распределительной системы с учетом геометрических параметров распределителя и золотника, формы распределительных окон, их количества, изменения угла их перекрытия и сдвига окон.

Наибольшее применение в планетарных гидромашинах [11] имеет торцевая распределительная система с сегментными окнами (рис. 1, 2). Необходимо отметить, что сегментные окна имеют достаточно сложную и трудоемкую технологию изготовления, поэтому перед производителями планетарных гидромашин очень остро стоит вопрос, связанный с заменой сегментных окон распределительной системы более технологичной формой, например, цилиндрической. В этой связи необходимо разработать математическую модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами и исследовать влияние изменения геометрических параметров такой распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашин.

Цель работы. Разработка математической модели торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами, позволяющей произвести параметрические исследования влияния изменения геометрических параметров данной распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашины.

Основная часть. Основной характеристикой распределительного блока является его пропускная способность (расход жидкости), т.е. площадь проходного сечения системы. Площадь проходного сечения складывается из площадей перекрытия окон золотника окнами распределителя. Площади перекрытия окон зависят от количества окон, их формы (рис. 2, 3) и геометрических параметров. Если математическая модель торцевой распределительной системы с сегментными окнами (рис. 2) рассмотрена в работах [1-3,6,7], то вопросы моделирования распределительной системы с цилиндрическими окнами (рис. 3) остаются открытыми.

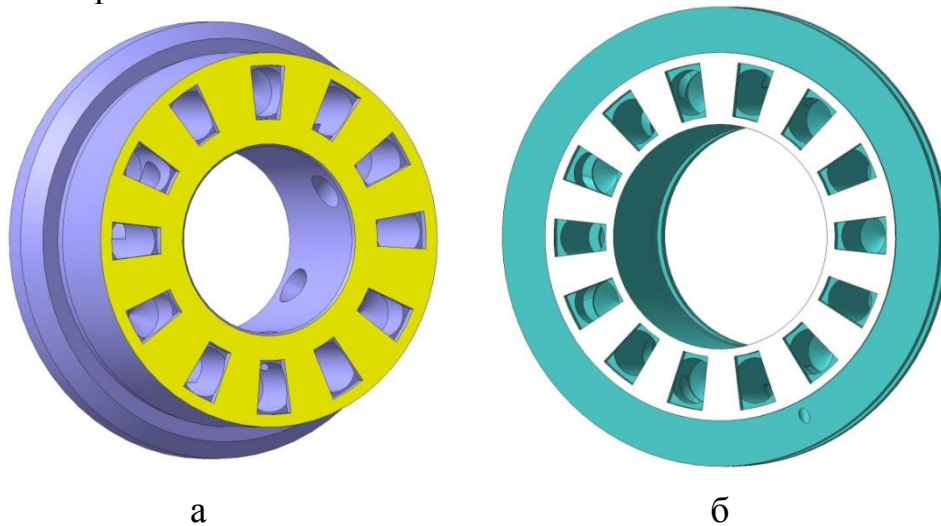


Рис. 2. Элементы торцевой распределительной системы с сегментными окнами: а – распределитель, б – золотник

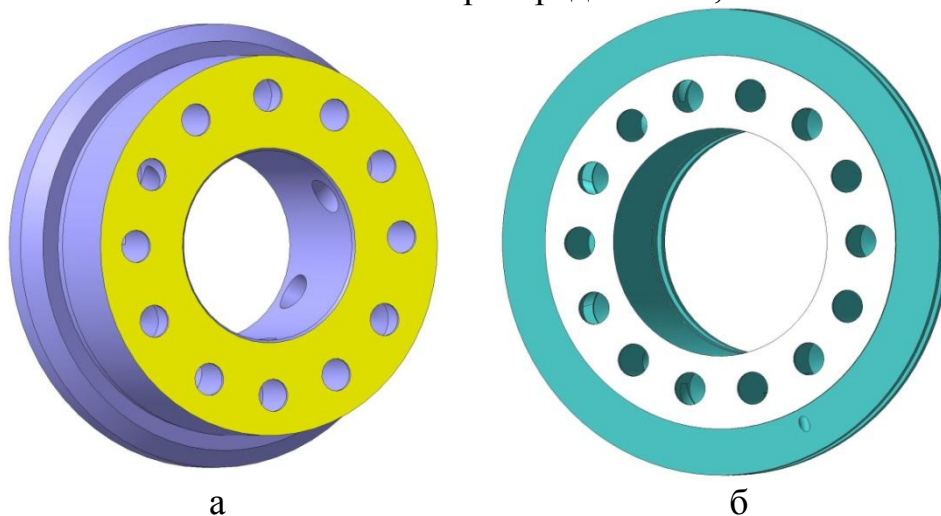


Рис. 3. Элементы торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами: а – распределитель, б – золотник

На рис. 4 представлена схема торцевого розподілення с циліндричними вікнами розподільця і золотника. В дальнішому під розподільцем і золотником будуть розуміватися їх поверхності, на яких виконані розподільчі вікна.

По аналогії с сегментними вікнами [3] між кількістю робочих вікон розподільця Z_1 і золотника Z_2 існує взаємозв'язок: $Z_2 = 2Z_1 + 2$, при цьому Z_2 рівно $Z_2 = 2Z_{ц.}$, где $Z_{ц.}$ – кількість циклів, обумовлене кінематичними параметрами планетарної гідромашини, яке не може бути менше трьох, т.е. $Z_{ц.} > 3$. Из цього слідує, що $Z_1 > 2$, а $Z_2 > 6$. Кількість вікон розподільця рівно $Z_1 = Z_{ц.} - 1$.

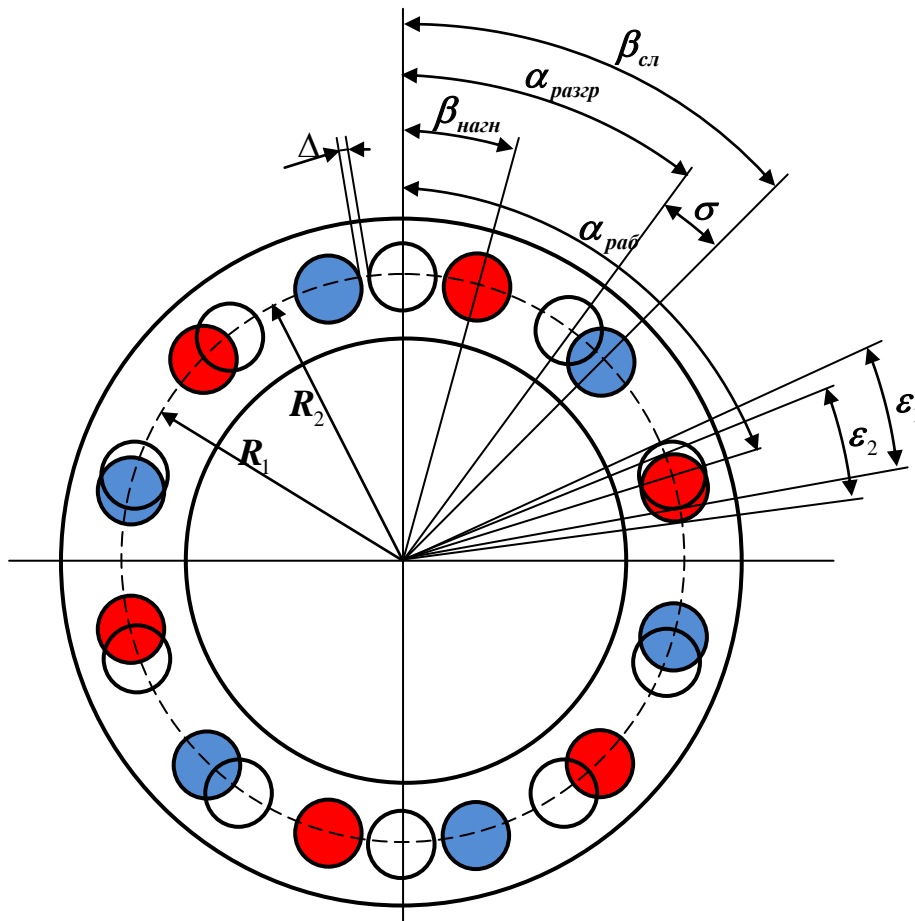






Рис. 1. Схема розподільчої системи с циліндричними вікнами:

-  - робочі вікна розподільця;
-  - розгрузочні вікна розподільця;
-  - вікна нагнетання золотника;
-  - вікна слива золотника

Геометрические формы распределителя и золотника выбираются так, чтобы радиусы, на которых расположены окна распределителя и золотника были равны между собой; для четкого разграничения окон распределителя и золотника, т.е., для создания герметичности распределительной пары должно быть обеспечено надежное разделение в каждый момент полостей высокого (нагнетания) и низкого (слива) давлений [7,8]. Для этого в статическом положении, как показано на рис. 4, окно распределителя должно располагаться между окнами нагнетания и слива золотника так, чтобы между ними существовал минимально допустимый зазор – Δ , который выбирается конструктивно [3].

Основные геометрические параметры, характеризующие распределительную систему с цилиндрическими окнами определяются аналогично распределительной системы с сегментными окнами [3].

Угол между рабочими окнами распределителя в статическом положении равен $\alpha = \frac{2\pi}{Z_1}$, а угол между окнами золотника – $\beta = \frac{2\pi}{Z_2}$.

Угол расположения первого окна золотника β_1 определяется выражением

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (1)$$

а углы расположения последующих окон золотника будут равны

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta. \quad (2)$$

Причем считаем нечетные окна золотника окнами нагнетания, текущие углы расположения которых равны $\beta_{нагн_i}$, а четные – окнами слива $\beta_{сл_i}$.

Определяем начальный угол расположения окон распределителя

$$\alpha_1(t) = 2\pi \cdot n \cdot t, \quad (3)$$

где n - частота вращения вала гидромотора

$$n = \frac{Q_d \cdot \eta_{об}}{V},$$

где Q_d - действительный расход;

V - рабочий объем;

$\eta_{об}$ - объемный КПД.

Тогда начальный угол расположения первого окна распределителя равен

$$\alpha_1(t) = \frac{2\pi \cdot Q_\delta \cdot \eta_{об}}{V} \cdot t, \quad (4)$$

а остальные углы определяются из выражений:

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_{Z_1}(t) = \alpha_{Z_1-1}(t) + \alpha.$$

Определяем время, соответствующее одному циклу (прохождению окна распределителя через окно нагнетания и слива золотника).

Так как $t_{у.} = \frac{t_{об}}{Z_u}$, где Z_u - число циклов, $Z_u = \frac{Z_2}{2}$, то

$$t_{у.} = \frac{2t_{об}}{Z_2}, \text{ где } t_{об} - \text{ время одного оборота, } t_{об} = \frac{1}{n}.$$

$$\text{Тогда } t_{у.} = \frac{2}{Z_2 \cdot n} \text{ или } t_{у.} = \frac{2 \cdot V}{Z_2 \cdot Q_\delta \cdot \eta_{об}}.$$

Условие изменения угла α_1 в зависимости от времени, т.е. $t_i = t_1 + \Delta t$, где t_i - текущее время, соответствующее одному циклу $0 \leq t_i \leq t_{у.}$

Рис. 4 представляет собой наложение окон распределителя на окна золотника, при котором и происходит их перекрытие. Считаем, что первое окно распределителя перемещается по поверхности, образованной окнами золотника, поочередно их перекрывая.

Тогда, угол между текущими центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии определяется

$$\sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|.$$

Должно выполняться условие $\sigma_i \leq \varepsilon$, иначе окна не будут перекрываться.

Так как окна распределителя перекрываются как с окнами нагнетания, так и с окнами слива золотника, то существует два варианта перекрытия окон золотника окнами распределителя:

- окна распределителя перекрываются с окнами нагнетания золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{нагн_i} - \alpha_{раб_i}(t)|; \quad (5)$$

- окна распределителя перекрываются с окнами слива золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{сл_i} - \alpha_{раб_i}(t)|. \quad (6)$$

Теперь определим угол, ограничивающий геометрические параметры окон распределителя ε_1 и золотника ε_2 .

Минимальный угол раствора окна распределителя будет равен

$$\varepsilon_{1\min} = 2 \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (7)$$

где d – минимально возможный диаметр окна распределителя; выбирается исходя из конструктивных особенностей.

Максимальный угол раствора окна золотника равен

$$\varepsilon_{2\max} = \frac{2\pi}{Z_2} - \varepsilon_{1\min} - 2\delta, \quad (8)$$

где δ – зазор между окнами распределителя и золотника,

$$\delta = \arcsin \frac{\Delta}{2R}.$$

Исходя из этого радиус окна распределителя равен

$$r_1 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_1}{2}, \quad (9)$$

а радиус окна золотника

$$r_2 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_2}{2}. \quad (10)$$

Для определения площади перекрытия цилиндрических окон рассмотрим рис.5.

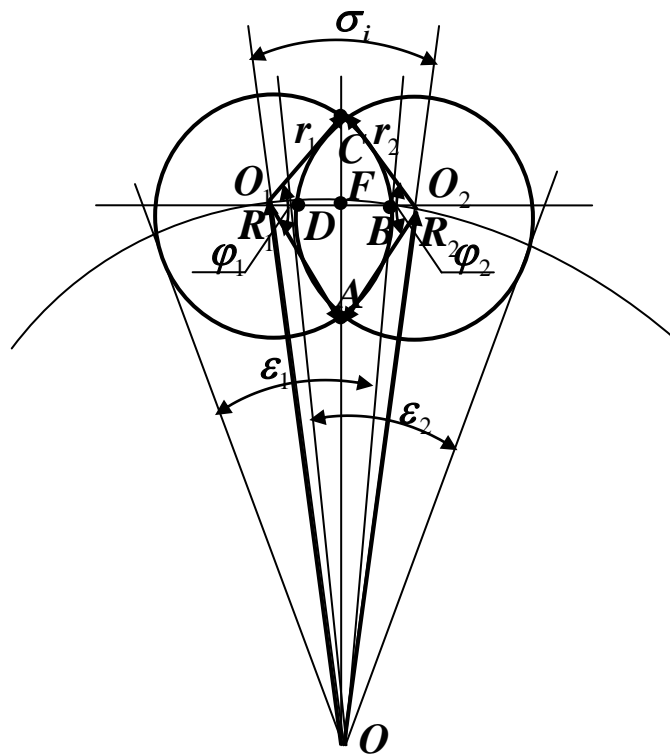


Рис. 5. К определению площади перекрытия цилиндрических окон распределителя и золотника

Площадь перекрытия S_i , соответствующая площади фигуры $ABCD$ равна

$$S_i = S_{1i} + S_{2i}, \quad (6)$$

где S_{1i} – площадь сегмента ABC ;

S_{2i} – площадь сегмента CDA .

Площадь сегмента ABC можно представить в виде разности площадей сектора CO_1A и ΔCO_1A , т.е.

$$S_{1i} = S_{CO_1A} - S_{\Delta CO_1A}. \quad (7)$$

Площадь сектора CO_1A равна

$$S_{CO_1A} = \frac{\pi \cdot r_1^2 \cdot \varphi_{1i}}{360^\circ} = \frac{\pi \cdot r_1^2 \cdot \varphi_{1i}}{2\pi},$$

где φ_{1i} – угол, ограничивающий величину сектора CO_1A .

После преобразований получим

$$S_{CO_1A} = \frac{1}{2} r_1^2 \cdot \varphi_{1i}. \quad (8)$$

Для определения площади ΔCO_1A рассмотрим ΔCO_1A

$$S_{\Delta CO_1A} = \frac{1}{2} O_1C \cdot O_1A \cdot \sin \varphi_{1i}.$$

Так как $O_1C = O_1A = r_1$, то

$$S_{\Delta CO_1A} = \frac{1}{2} r_1^2 \cdot \sin \varphi_{1i}. \quad (9)$$

Таким образом,

$$S_{1i} = \frac{r_1^2}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}). \quad (10)$$

Для определения угла φ_{1i} рассмотрим ΔO_1FA :

$$O_1F = r_1 \cdot \cos \frac{\varphi_{1i}}{2},$$

а из ΔO_1FO :

$$O_1F = R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}$$

$$\text{Тогда } \varphi_{1i} = 2 \arccos \left(\frac{R_1}{r_1} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (11)$$

Площадь сегмента CDA определяется аналогично:

$$S_{2i} = S_{CO_2A} - S_{\Delta CO_2A},$$

$$S_{CO_2A} = \frac{1}{2} r_2^2 \cdot \varphi_{2i},$$

где φ_{2i} – угол, ограничивающий величину сектора CDA .

Рассмотрим ΔCO_2A . Его площадь равна

$$S_{\Delta CO_2A} = \frac{1}{2} r_2^2 \cdot \sin \varphi_{2i}.$$

Таким образом,

$$S_{2i} = \frac{r_2^2}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}). \quad (12)$$

Для определения угла φ_{2i} рассмотрим ΔO_2FA :

$$O_2F = r_2 \cdot \cos \frac{\varphi_{2i}}{2},$$

а из ΔO_2FO :

$$O_2F = R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}$$

Тогда

$$\varphi_{2i} = 2 \arccos \left(\frac{R_2}{r_2} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (13)$$

где σ_i – угол между центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии.

Тогда площадь перекрытия S_i , соответствующая площади фигуры $ABCD$ равна

$$S_i = \frac{r_1^2}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_2^2}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}). \quad (14)$$

Известно [3,9,10,13], что распределительная система с сегментными окнами и равными геометрическими параметрами окон распределителя и золотника ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2$) с зазором равном нулю ($\Delta = 0$) имеет наибольшую пропускную способность.

Тогда при равенстве геометрических параметров цилиндрических окон распределителя и золотника $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$, а следовательно радиусов распределительных окон $r_1 = r_2$ и углов их перекрытия $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}$, угол, ограничивающий геометрические параметры цилиндрических окон будет равен

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (15)$$

а площадь перекрытия будет равна

$$S_i = r_1^2 \cdot (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}). \quad (16)$$

Разработанный математический аппарат позволит исследовать влияние геометрических параметров распределительной системы с цилиндрическими окнами на выходные характеристики планетарной гидромашины.

Выводы. В результате проведенных исследований разработана математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами, позволяющая произвести параметрические исследования влияния изменения геометрических параметров данной распределительной системы на выходные характеристики планетарной гидромашины.

Литература

1. *Панченко А.И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / *А.И. Панченко* // Промислова гідроліка і пневматика. – 2005. – №4(10). – С. 102–112.
2. *Панченко А.И.* Математическая модель планетарного гидромотора / *А.И. Панченко* // Промислова гідроліка і пневматика. – 2007. – №3(17). – С. 23–35.
3. *Панченко А.И.* Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашины / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Труды ТГАТА. – Мелітополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – С.61–65.
4. *Панченко А.И.* Результаты моделирования процесса перемещения жидкости в планетарных гидромашинах / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, П.В. Обернихин* // Труды Харьковского ДТУСГ. – Харьков. – 1999. – С. 48–56.
5. *Панченко А.И.* Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Тітов* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С. 53–66.
6. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Промислова гідроліка і пневматика. – 2010. – №3(29). – С. 57–69.
7. *Кюрчев В.Н.* Моделирование изменения пропускной способности распределительных систем в процессе работы / *В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 1999. – Вип.2. – Т.12. – С. 70–77.
8. *Панченко А.И.* Моделирование процесса распределения жидкости в планетарных гидромашинах / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, А.С. Крутиков* // Механіка та машинобудування.–

Харьков. – 1999. – №1. – С. 22–26 (для СП).

9. *Панченко А.И.* Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С. 72–82.

10. *Панченко А.И.* Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь. – 2006. – Вип. 38. – С. 45–55.

11. *Панченко А.И.* К вопросу о проектировании распределительных систем планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, В.Н. Федосов, А.А. Волошина, Д.С. Титов* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь. – 2003. – Вип.12. – С. 34–40.

12. *Волошина А.А.* Оптимізація параметрів торцевої розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами / *А.А. Волошина* // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь. – 2001. – Вип.2. – Т.17. – С. 88–94.

13. *Панченко А.И.* Методика увеличения пропускной способности распределительных систем планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь. – 2000. – Вип.1. – Т.15. – С. 31–39.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТОРЦЕВОЇ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ З ЦИЛІНДРИЧНИМИ ВІКНАМИ

Панченко А.І., Волошина А.А., Тітов Д.С., Засядько А.І.

Анотація – роботу присвячено розробці математичної моделі торцевої розподільної системи з циліндричними вікнами, що застосовується в планетарних гідромашинах.

THE MATHEMATICAL MODEL OF THE DISTRIBUTION SYSTEM WITH CIRCULAR PORTS

A. Panchenko, A. Voloshina, D. Titov, A. Zasyadko

Summary

Work is devoted to development of the mathematical model of the butt distribution system with circular ports, which is used in the planetary hydraulic machines.

УДК 621.436

РЕЗУЛЬТАТИ ДОРОЖНІХ ВИПРОБУВАНЬ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З УНІВЕРСАЛЬНИМ РЕГУЛЯТОРОМ ШВИДКОСТІ

Головчук А.Ф., д.т.н.

Уманський національний університет садівництва,

Лапенко Г.О., к.т.н.,

Арендаренко В.М., к.т.н.,

Харак Р.М., к.т.н.

Полтавська державна аграрна академія

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – в статті розглянуті результати дорожніх випробувань трактора Т-150К, обладнаного універсальним регулятором з автоматичним переключенням режимів регулювання.

Ключові слова – трактор, двигун, універсальний регулятор, витрата палива, паливна економічність

Постановка проблеми. Важливими проблемами сучасності є розробка шляхів раціонального використання енергоресурсів і їх економія. Велике значення надається питанням економії палива. Мобільні енергетичні засоби механізації сільськогосподарського виробництва, значну частку яких складають колісні трактори – одні із основних користувачів нафтопродуктів. Тому підвищення паливної економічності цього виду транспорту є суттєвим резервом економії рідкого палива.

Зменшення витрати палива можна досягти різними шляхами: оптимізацією агрегування, підвищенням коефіцієнта корисної дії (ККД) трактора, зменшенням механічних втрат двигуна та ін.

Одним із резервів зниження експлуатаційної витрати палива автотракторних і комбайнових дизелів є краще пристосування системи автоматичного регулювання частоти обертання дизеля до умов його роботи.

Аналіз останніх досліджень. На дизелях тракторів, комбайнів та інших машин, для роботи яких вимагається, щоб підтримувалась певна швидкість руху при виконанні польових робіт як на номінальному, так і на часткових режимах незалежно від зміни

навантаження, застосування отримали всережимні регулятори частоти обертання.

Багаторазові дослідження показали, що тип регулятора суттєво впливає на паливно-економічні, екологічні і динамічні показники трактора і автомобіля. Так дослідження К. Є. Долганова, А. Ф. Головчука, І. Є. Каньковського [1, 2] та інших довели, що застосування однорежимних або дворежимних регуляторів на дизелях колісних тракторів у випадку виконання ними транспортних робіт дає можливість підвищити паливну економічність на 5–10% порівняно із все режимними [2].

Тому для колісних сільськогосподарських тракторів були запропоновані універсальні регулятори, які забезпечували дворежимне (однорежимне) регулювання на транспортних роботах, де швидкість і навантаження змінюються в широкому діапазоні, та всережимне регулювання на польових роботах, де необхідно точно підтримувати швидкість, регламентовану агротехнічними вимогами. Недоліком цих регуляторів було ручне переключення режимності регулюванні [4].

Постановка завдання. Підвищити експлуатаційну паливну економічність колісного трактора шляхом застосування універсального (всережимно-дворежимного) регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання.

Мета роботи – визначити експлуатаційні властивості трактора Т-150, обладнаного вдосконаленим універсальним регулятором.

Основний матеріал досліджень. На кафедрі “Машини та обладнання агропромислового виробництва” Полтавської державної аграрної академії під керівництвом професора Головчука А.Ф. був розроблений та виготовлений дослідний зразок універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання. Відмінність експериментального регулятора від серійного заключалась в заміні головної пружини блоком пружин та встановленні трьох електромагнітів для переключення режимності регулювання. Вибір способу регулювання в дослідному регуляторі залежить від положення важеля керування коробкою передач. При включенні підвищеної передачі, у випадку використання трактора на транспортній роботі, регулятор переключається на дворежимне регулювання. При роботі трактора на польових роботах включається понижена передача і регулятор автоматично переключається на всережимне регулювання. Принцип дії системи автоматичного переключення режимів регулювання універсального регулятора описаний в роботі [3].

Для визначення ефективності застосування універсального регулятора з автоматичним переключенням режимів регулювання на

дизелі СМД-62 колісного трактора Т-150К були проведені дорожньо-польові випробування. Під час випробувань визначались паливні характеристики при усталеному руху на рівній, горизонтальній дорозі та при неусталеному – на дорозі з перемінним профілем. Визначення паливних характеристик колісного трактора проводились згідно з ГОСТ 20306-91 по визначенню паливної економічності автотранспортних засобів [4].

Трактор Т-150К агрегувався з причепом-розкидачем ПРТ-10. Тиск у шинах відповідав вимогам заводу-виготувача: передніх шин трактора – 0,14 МПа, задніх – 0,18 МПа; розкидача – 0,4 МПа.

В якості вантажу застосовувалися органічні добрива. Маса вантажу складала 9510 кг і залишалась незмінною протягом всього часу досліджень.

Перед дослідями передній міст трактора відключався.

Атмосферні умови відповідали вимогам ГОСТ 20306-90 [4].

При визначенні паливно-швидкісної характеристики при усталеному рухові ділянка дороги була прямолінійною, горизонтальною, асфальтобетонною з сухим і чистим покриттям, довжиною 1968 м. Під'їзні ділянки дороги мали аналогічне покриття і достатню довжину для розгону і стабілізації заданої швидкості руху.

Дослідні заїзди проводились в протилежних напрямках руху. При виконанні заїзду по дослідній ділянці дороги швидкість руху підтримувалась постійною. Швидкість руху змінювалась від 10 до 24 км/год через 2...3 км/год і контролювалась відтарированим тахоспідометром. В кожному напрямку фіксувався час проїзду та кількість витраченого при цьому палива.

При встановленні паливно-швидкісної характеристики на дорозі з перемінним профілем дороги використовувалась вимірювальна дорожня ділянка довжиною 2103 м.

Значення швидкостей задавалися від 10 до 22 км/год з інтервалом 2...3 км/год і контролювались по тахоспідометру.

При рухові дотримувались наступні вимоги: рух із заданою швидкістю відбувався на якомога вищій передачі; не допускалось збільшення швидкості на підйомах і спусках; на спусках, з метою збереження заданої швидкості, гальмування відбувалось двигуном при відпущеній педалі подачі палива, передача при цьому була включена. В разі необхідності застосовувались робочі гальма.

Для визначення загального рівня паливної економічності застосовується усереднений показник по ГОСТ 20306-85 [5], який підраховується за формулою

$$Q_{s(уср)} = \frac{1}{i} \left(\frac{Q_{s(0)} - Q_{s(i)}}{2} + Q_{s(1)} + Q_{s(2)} + \dots + Q_{s(i-1)} \right),$$

де i – кількість рівних інтервалів в заданому діапазоні середніх швидкостей; $Q_{s(0)}, Q_{s(i)}$ – початкове і кінцеве значення витрат палива по характеристиці, л/100 км; $Q_{s(1)}, Q_{s(2)} \dots Q_{s(i-1)}$ – проміжні значення витрат палива по характеристиці, л/100 км.

В табл. 1 наведені експериментальні дані паливних характеристик, та розрахунок усередненого показника паливної економічності трактора Т-150К з причепом ПРТ-10 на дорогах з рівним та перемінним профілем.

Таблиця 1
Експериментальні дані паливних характеристик машинно-тракторного агрегату Т-150К+ ПРТ-10

Швидкість руху, км/год	Витрата палива, л/100 км		Економія палива дворежимного регулятора відносно всережимного, %
	Дослідний всережимний регулятор	Дослідний дворежимний регулятор	
Дорога з рівним горизонтальним профілем			
10	55,06	55,06	–
13	47,79	49,19	–
16	50,86	51,42	–
18	51,4	51,98	–
21	55,34	54,77	–
24	65,12	64,84	–
Усередн. показник	53,09	53,46	–
Дорога з перемінним профілем			
10	68,26	65,12	4,60
13	63,55	62,51	5,53
16	61,2	59,1	5,85
18	65,38	61,46	6,01
21	69,31	66,17	5,24
Усередн. показник	64,73	62,18	5,50

Із даних таблиці видно, що усереднений показник витрати палива при усталеному руху по рівній дорозі із всережимним і дворежимним

регулятором приблизно рівні. Тип регулятора на роботу дизеля в цих умовах на впливає.

При рухові на дорозі з перемінним профілем усереднений показник з дворежимним регулятором відрізняється від всережимного на 5,50%.

Різниця у витратах палива полягає в тому, що при всережимному регулюванні під час перехідних процесів дозатори ПНВТ виходять на зовнішню швидкісну характеристику, що призводить до подачі в циліндри двигуна надмірної кількості палива. Величина економії палива залежить від типу регулятора, нерівності рельєфу, інтенсивності дії водія на органи керування паливним насосом.

Висновок. В зв'язку з тим, що колісні трактори використовуються як на польових сільськогосподарських роботах, так і на транспортних роботах, то на таких енергетичних засобах механізації бажано мати універсальний регулятор з автоматичним переключенням режимів регулювання, який при всережимному регулюванні частоти обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння забезпечить постійну швидкість руху машинно – тракторного агрегату при роботі двигуна як на номінальному, так і на часткових швидкісних режимах, наприклад, при міжрядному обробітку і збиранні технічних і зернових культур, оранці, культивуванні, посіві, висадці картоплі, розсади та на інших польових роботах.

Дворежимне регулювання універсальний регулятор забезпечить при використанні трактора з причепом на транспортних перевезеннях, при яких швидкість і навантаження трактора змінюється в широкому діапазоні. При цьому знижується витрата палива на 4–6%.

Література

1. *Головчук А.Ф.* Исследование регуляторов скорости автотракторных и комбайновых дизелей / *А.Ф. Головчук* // Двигателестроение. – 1984. – №8. – С. 27–29.
2. *Долганов К.Е.* Однорежимно-всережимный регулятор частоты вращения для тракторного дизеля / *К.Е. Долганов, И.Е. Каньковский, В.И. Романюк, А.Ф. Головчук* // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1985. – №8. – С. 11–15.
3. Патент № 69757А України, МКИ F 02 D 1/04. Регулятор частоти обертання двигуна внутрішнього згоряння / [А.Ф.Головчук, В.М.Арендаренко, Р.М.Харак, О.О.Назаренко, В.Д.Орехівський]. – (Україна). – № 2003119884; Заявл. 04.11.03; Опубл. 15.09.04. – Бюл. № 9. – 4 с.
4. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1990. – 32 с.

5. ГОСТ 20306-85. Топливная экономичность автотранспортных средств. М. : Изд-во стандартов, 1985. – 37 с.

РЕЗУЛЬТАТЫ ДОРОЖНЫХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С УНИВЕРСАЛЬНЫМ РЕГУЛЯТОРОМ СКОРОСТИ

Головчук А.Ф., Лапенко Г.О., Арендаренко В.М., Харак Р.М.

Аннотация – в статье рассмотрены результаты дорожных испытаний трактора Т-150К, оснащенного универсальным регулятором с автоматическим переключением режимов регулирования.

RESULTS OF ROAD TESTS OF THE WHEELED TRACTOR WITH THE UNIVERSAL REGULATOR OF SPEED

A. Golovchuk, G. Lapenko, W. Arendarenko, R. Kharak

Summary

In the article the results of road researches of a tractor T-150K, equipped by the multi-purpose regulator with automatic switching of modes of regulation are considered.

УДК 637.133.3:66.022.393

ПРОГНОЗ ДЕНАТУРАЦИИ СЫВОРОТОЧНЫХ БЕЛКОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РЕЖИМА ПАСТЕРИЗАЦИИ

Корлюк С.С., к.б.н.,

Сеник В. Б., инж.

Одесский государственный аграрный университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в основу пастеризатора молока положен гидродинамический нагреватель – устройство, которое превращает энергию турбулентной затопленной струи жидкости в тепловую энергию (нагревание молока), что обеспечивает уничтожение бактерий и вирусов всех форм, одновременно осуществляет кавитационную обработку для повышения пищевой ценности молока.

Ключевые слова – пастеризация, гидродинамический нагреватель, денатурация сыворочных белков.

Постановка проблемы. В основу пастеризатора молока положен гидродинамический нагреватель, что дает возможность превратить энергию турбулентной затопленной струи жидкости в тепловую энергию, в результате чего происходит уничтожение бактерий и вирусов всех форм, а также позволяет производить кавитационную обработку для повышения пищевой ценности продукта.

Анализ последних исследований. Значительное внимание процессам воздействия звуковых и ультразвуковым колебаниям в жидкости уделялось такими исследователями, как Резник Н.Е. [2] в публикации «Процесс воздействия звуковых и ультразвуковых колебаний в жидкости на микробиологические объекты», Эльпинер И.Е. «Ультразвук. Физико-химическое и биологическое действие» [4]. Такая проблема, как денатурация сывороточных белков, является актуальной в современном мире [5], поскольку позволяет проследить пищевую ценность молока, а также нахождение и уничтожение бактерий и вирусов.

Цель работы – получить регрессивную зависимость, характеризующую процесс денатурации сыворочных белков.

Основная часть. Процесс пастеризации молока определяется четырьмя параметрами: t – температура пастеризации; x – время

выдержки; y – общее содержание белков; z – содержание сывороточных белков.

Целевой функцией процесса является процент денатурации сывороточных белков f , который показывает функция

$$f = f(t, x, y, z) \quad (1)$$

Опытные значения режимных параметров находились в пределах:

$$\dots = t_1 < t < t_2 = \dots$$

$$\dots = x_1 < x < x_2 = \dots$$

$$\dots = y_1 < y < y_2 = \dots$$

$$\dots = z_1 < z < z_2 = \dots$$

Первый этап построения регрессии (1) состоял в нахождении значений безразмерных переменных опытных данных по формулам:

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{2t - t_1 - t_2}{t_2 - t_1}; x_2 = \frac{2x - x_1 - x_2}{x_2 - x_1}; \\ x_3 &= \frac{2y - y_1 - y_2}{y_2 - y_1}; x_4 = \frac{2z - z_1 - z_2}{z_2 - z_1}; \end{aligned} \quad (2)$$

Замена переменных (2) позволяет искать функцию (1) в виде $f = f(x_1, x_2, x_3, x_4)$, у которой все переменные принимают значения в интервале:

$$-1 < x_i < 1;$$

$$x_i = 1; 2; 3; 4.$$

При таком интервале изменения переменных упрощается отсев малозначительных коэффициентов полиномиальной модели целевой функции. Полиномиальная модель была представлена квадратической гиперповерхностью второго порядка

$$f = \alpha_0 + \sum_{i=1}^4 \alpha_i x_i^2 + \sum_{i=1}^4 b_i x_i. \quad (3)$$

Отсутствие в формуле (3) произведений $x_i x_j$ при $i \neq j$ объясняется допущением о независимости действующих факторов. Вычисление коэффициентов α_i и b_i выполнялось методом наименьших квадратов (МНК). Для этого решалась система линейных уравнений:

$$\begin{aligned} Na_0 + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{i\gamma}^2 \right) \cdot \alpha_i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{i\gamma} \right) \cdot b_i &= \sum_{\gamma=1}^N f_{\gamma}; \\ \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{1\gamma}^2 \right) \cdot \alpha_0 + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{1\gamma}^2 \cdot x_{i\gamma}^2 \right) \cdot \alpha_i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{1\gamma}^2 \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot b_i &= \sum_{\gamma=1}^N x_{1\gamma}^2 \cdot f_{\gamma}; \\ \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{2\gamma}^2 \right) \cdot \alpha_0 + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{2\gamma}^2 \cdot x_{i\gamma}^2 \right) \cdot \alpha_i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{2\gamma}^2 \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot b_i &= \sum_{\gamma=1}^N x_{2\gamma}^2 \cdot f_{\gamma}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{3\gamma}^2 \right) \cdot \alpha_0 + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{3\gamma}^2 \cdot x_{i\gamma}^2 \right) \cdot \alpha_i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{3\gamma}^2 \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot b_i = \sum_{\gamma=1}^N x_{3\gamma}^2 \cdot f_{\gamma}; \\
& \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{4\gamma}^2 \right) \cdot \alpha_0 + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{4\gamma}^2 \cdot x_{i\gamma}^2 \right) \cdot \alpha_i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{4\gamma}^2 \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot b_i = \sum_{\gamma=1}^N x_{4\gamma}^2 \cdot f_{\gamma}; \quad (4) \\
& \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{1\gamma} \right) \cdot \alpha_0 + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{1\gamma} \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot \alpha_i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{1\gamma} \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot b_i = \sum_{\gamma=1}^N x_{1\gamma} \cdot f_{\gamma}; \\
& \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{2\gamma} \right) \cdot \alpha_0 + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{2\gamma} \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot \alpha_i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{2\gamma} \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot b_i = \sum_{\gamma=1}^N x_{2\gamma} \cdot f_{\gamma}; \\
& \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{3\gamma} \right) \cdot \alpha_0 + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{3\gamma} \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot \alpha_i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{3\gamma} \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot b_i = \sum_{\gamma=1}^N x_{3\gamma} \cdot f_{\gamma}; \\
& \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{4\gamma} \right) \cdot \alpha_0 + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{4\gamma} \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot \alpha_i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{\gamma=1}^N x_{4\gamma} \cdot x_{i\gamma} \right) \cdot b_i = \sum_{\gamma=1}^N x_{4\gamma} \cdot f_{\gamma};
\end{aligned}$$

Здесь x_{ij} – значение i – й безразмерной переменной в γ – й строке плана эксперимента; γ – номер опыта; N – число опытов.

Значение сумм в скобках и сумм в правых частях (4) даны в матрицах системы уравнений МНК (табл. 1).

Таблица 1

Матрица уравнений МНК

$$C := \begin{pmatrix} 12.00 & 4.50 & 6.12 & 3.83 & 3.83 & 2.00 & 2.91 & 1.04 & 1.30 \\ 4.50 & 3.38 & 2.37 & 2.10 & 2.10 & 1.25 & 2.05 & -0.63 & -0.57 \\ 6.12 & 2.73 & 5.53 & 2.29 & 2.29 & 0.45 & 4.26 & -0.11 & -0.11 \\ 3.83 & 2.10 & 2.29 & 2.35 & 2.35 & 1.15 & 0.93 & 0.16 & 0.17 \\ 3.83 & 8.10 & 9.72 & 13.35 & 13.35 & -2.85 & -10.01 & 11.16 & 11.17 \\ 2.00 & 1.25 & 0.45 & 1.15 & 1.15 & 4.50 & -0.73 & -2.52 & -2.39 \\ 2.91 & 2.05 & 4.26 & 0.93 & -1.56 & 0.73 & 6.12 & -1.88 & -1.91 \\ 1.04 & -0.63 & -0.11 & 0.16 & 0.16 & -2.52 & -1.88 & 3.83 & 3.80 \\ 1.30 & -0.57 & -0.11 & 0.17 & 0.17 & -2.39 & -1.91 & 3.80 & 3.83 \end{pmatrix} \quad D := \begin{pmatrix} 33.00 \\ 15.50 \\ 18.79 \\ 11.08 \\ 11.08 \\ 13.70 \\ 14.49 \\ -8.50 \\ -7.62 \end{pmatrix}$$

Решение матричного уравнения

$$CX = D$$

(5)

в системе MATLAB дает значения коэффициентов a_i и b_i .

$$\begin{aligned}
& \text{Таким образом, получено уравнение регрессии} \\
& f = 3,6837 - 0,2429x_1^2 + 2,6358x_2^2 + 0,7778x_3^2 - 0,1353x_4^2 - 4,2049x_1 - \\
& - 4,2564x_2 - 9,8483x_3 + 1,7957x_4 \quad (6)
\end{aligned}$$

Экспериментальные данные и результаты расчётов по формуле (6) приведены в табл. 2.

Исходное молоко до пастеризации содержало 3,15% белков, в том числе сывороточных (альбумин и глобулин) – 0,38%. Данные о

степени денатурации сывороточных белков при нагреве молока приведены в табл. 2.

Таблица 2
Результаты исследований по влиянию степени нагрева молока на содержание сывороточных белков в нем

№	Температура пастеризации, °С	Время выдержки, с	Содержание белков в молоке, %		Процент денатурации сывороточных белков, f	Расчётное значение, \bar{f}	Δf	Квадратичная погрешность
			общее	сывороточных				
Исходное молоко			3,15	0,38				
1	65	5	3,15	0,38	-	-	-	-
2		10	3,15	0,38	-	-	-	-
3		20	3,15	0,38	-	-	-	-
4		30	3,15	0,38	-	-	-	-
5		60	3,145	0,375	1,3	1,6745	0,3745	0,0500108
6	70	5	3,15	0,38	-	-	-	-
7		10	3,15	0,38	-	-	-	-
8		20	3,15	0,38	-	-	-	-
9		30	3,148	0,378	0,5	-0,084	-0,584	выброс
10		60	3,142	0,372	2,1	1,7093	-0,391	0,0522517
11	75	5	3,15	0,38	-	-	-	-
12		10	3,15	0,38	-	-	-	-
13		20	3,145	0,375	1,3	1,8163	0,5163	0,0807987
14		30	3,140	0,37	2,6	3,05	0,45	0,0217666
15		60	3,137	0,367	3,4	3,1209	-0,279	0,0079983
16	80	5	3,15	0,38	-	-	-	-
17		10	3,148	0,378	0,5	0,5595	0,0595	0,011301
18		20	3,141	0,371	2,4	2,2821	-0,118	0,0026708
19		30	3,137	0,37	3,4	3,4595	0,0595	0,0002962
20		60	3,132	0,362	4,7	4,6545	-0,046	0,0000957
21	85	5	3,15	0,38	-	-	-	-
22		30	3,132	0,362	4,7	4,4036	-0,296	0,004532
23		60	3,127	0,357	6,1	6,31	0,21	0,0011076

Среднеквадратичная погрешность отклонения расчётных данных от опытных равна 14%. Поэтому формулу можно применить для удовлетворительной оценки режимов пастеризации.

Так были получены следующие оценки:

- оптимальная температура пастеризации

$$x_{o1} = -0,22, \quad t_{o1} = 72,78^{\circ}\text{C};$$

- оптимальное время выдержки

$$x_{o2} = -0,24, \quad 26 \text{ с};$$

- оптимальное общее содержание белков

$$x_{o3} = -0,14, \quad 3,137\%;$$

- оптимальное содержание сывороточных белков

$$x_{03} = -0,17, \quad 0,367\%.$$

Вывод. На основе обработки результатов эксперимента установлено, что оптимальная температура пастеризации молока 72,78°C и оптимальное время 26 с.

Литература

1. Пат. на корисну модель №21860. Україна, МПК (2006) А23С 3/00. Гідродинамічна установка кавітаційного пастеризатора молока / Г.Є. Топілін, В.Б. Сєнік. – Опубл. 10.04.2007; Бюл. №4. – 4 с.
2. Резник Н.Е. Процесс воздействия звуковых и ультразвуковых колебаний в жидкости на микробиологические объекты / Н.Е. Резник // Теоретические и экспериментальные исследования аппаратов для обработки молока на фермах. – М., 1969. – Вып. 59. – С. 91–119.
3. Сєнік В.Б. Процес кавітації в теплогенераторі / В.Б. Сєнік // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – 2007. – Вип. 2(41). – С. 203–205.
4. Эльпинер И.Е. Ультразвук. Физико-химическое и биологическое действие / И.Е. Эльпинер. – М. : Наука, 1963. – С. 11–21.
5. Юсибов Ф.М. Совершенствование технологии и средств первичной обработки молока на доильно-молочной линии при привязном содержании коров в условиях Азербайджанской республики: дис. ... канд. техн. наук / Юсибов Ф.М. – Гянджа, 1991. – 160 с.

ПРОГНОЗ ДЕНАТУРАЦІЇ СИРОВАТКОВИХ БІЛКІВ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД РЕЖИМУ ПАСТЕРИЗАЦІЇ

Корлюк С.С., Сєнік В.Б.

Анотація – основу пастеризатора молока покладено гідродинамічний нагрівач – пристрій, який перетворює енергію турбулентного затопленого струменя рідини в теплову енергію (нагрівання молока), який забезпечує знищення бактерій і вірусів всіх форм, одночасно здійснює кавітаційну обробку молока для підвищення харчової цінності молока.

PREDICTION OF DENATURIZING OF WHEY ALBUMENS DEPENDING ON MODE OF THE PASTEURIZATION

S. Korlyuk, V. Senik

Summary

A hydrodynamic heater – device which converts energy of the turbulent flooded stream of liquid into thermal energy (heating of milk) is fixed in basis of pasteurizer of milk, which provides elimination of bacteria and viruses of all of forms, simultaneously carries out cavitation treatment of milk for the increase of its food value.

УДК 621.793.7

ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПОДГОТОВКИ ПОВЕРХНОСТИ МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ЩЕТКАМИ ДЛЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО НАПЫЛЕНИЯ ПОКРЫТИЙ

Полянский А.С., д.т.н.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,

Лузан С.А., к.т.н.,

Дерябкина Е.С., инж.

Украинская инженерно-педагогическая академия

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация - исследован механизм образования и движения дислокаций при обработке поверхности металла металлической щеткой. Предложена дислокационно-энергетическая модель распределения энергии, передаваемой металлу в процессе обработки металлическими щетками. Теоретически обоснована активация поверхности металлическими щетками на основе дислокационных представлений при резании металлов.

Ключевые слова - дислокация, пластическая деформация, металлическая щетка, царапание, поверхностная энергия.

Постановка проблемы. Для подготовки поверхности деталей для нанесения газотермических покрытий в настоящее время в основном применяется абразиво-струйная обработка, которая имеет ряд недостатков, усложняющих технологический процесс нанесения покрытия на изделия: невысокая производительность обработки, большие расходы воздуха и абразива, сопровождающиеся мощным пылевыведением, большие трудозатраты, связанные с подготовкой материала и оборудования. К тому же отсутствует возможность применять данную обработку поверхности непосредственно в процессе напыления, с целью сокращения времени между обработкой поверхности и напылением на неё покрытия.

Представляет интерес исследовать возможность подготовки напыляемой поверхности и обработки слоев формирующегося покрытия в процессе газотермического напыления металлическими щетками.

Анализ основных исследований. Процесс обработки поверхности металлическими щетками можно рассматривать как сумму элементарных процессов царапания. В свою очередь процесс

царапання можна считать подобним процесу резання с отрицательным передним углом [1].

Авторами работы [2] установлено, что в энергетическом балансе процесса резания 90% и более приходится на работу пластической деформации материала обрабатываемой детали. Поэтому принято считать, что это процесс превалирующего пластического деформирования. От характера протекания пластической деформации и механизма деформационного упрочения зависят точность, шероховатость и качество поверхностного слоя обрабатываемой детали. Приложение к металлу внешних сил вызывает движение дислокаций. Причем, первыми начинают двигаться дислокации той системы скольжения, в которой касательные напряжения максимальны. Пластическое течение происходит, когда касательные напряжения достигают критического сдвигового напряжения близкого к пределу текучести.[4]

Теоретически напряжение, необходимое для движения дислокаций в идеальной решетке, - напряжение Пайерлса, в зависимости от ширины дислокации W вычисляется по формуле

$$\tau_0 = G \frac{2b}{W} e^{-2\pi \frac{W}{b}}, \quad (1)$$

где G - модуль сдвига; b - вектор Бюргерса.

Расчеты и эксперименты показали, что для чистых металлов с гранцентрированной кубической (ГЦК) решеткой напряжение Пайерлса очень мало. Следовательно, движение дислокаций ограничивается не трением о решетку, а взаимодействием с полями упругих напряжений других дислокаций и дефектов кристаллического строения [3].

Резание представляет собой пластическую деформацию с высокой скоростью (10^3 - 10^6 с⁻¹) и большими давлениями на поверхность обрабатываемого металла (до 2 ГПа), высокой температурой, градиентом напряжений и деформаций в зоне обработки.[5]

Формулировка целей статьи. Теоретически обосновать возможность активации поверхности металла металлическими щетками с целью подготовки поверхности для нанесения газотермических покрытий. На основе дислокационных представлений разработать модель распределения энергии, передаваемой металлу в процессе обработки металлическими щетками, модель процесса пластической деформации и образования царапин при обработке поверхности.

Основной материал. При обработке поверхности металла металлическая щетка, до начала её вращения, находится под

действием натяга Δ , уровень которого зависит от величины её перемещения к обрабатываемой поверхности- рис. 1.

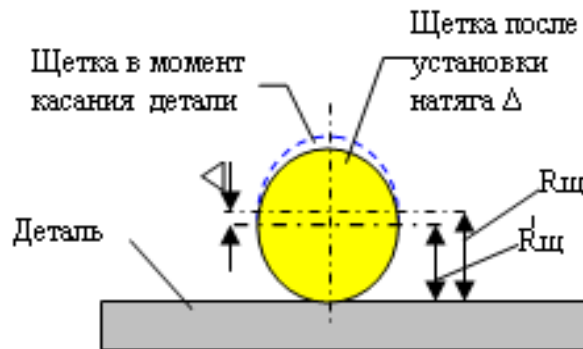


Рис. 1. Схема установки щетки с натягом Δ :

$R_{щ}$ - радиус щетки; $R'_{щ}$ - радиус щетки в месте контакта с деталью после установки натяга Δ

При начале вращения появляется сила P , которая является равнодействующей сил, возникающих в результате контакта боковой (образующей) поверхности ворсинки с микровыступом. Далее эта сила возрастает до величины силы трения $F_{тр}$ ворсинки о микровыступ, после чего начинает скользить по направлению к вершине (рис. 2).

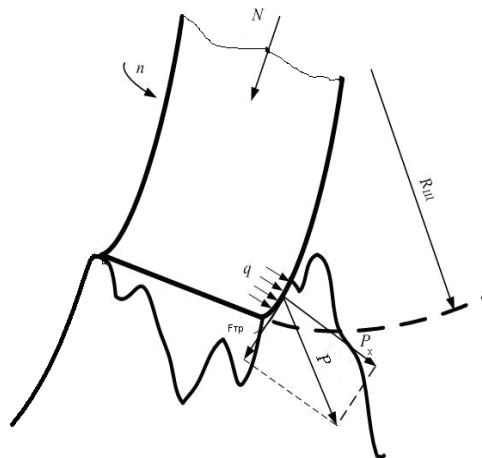


Рис. 2. Схема образования царапины:

N - нагрузка, действующая на иглу; $R_{щ}$ - радиус щетки; n - обороты щетки; q - удельная нагрузка, действующая в зоне контакта иглы и микровыступа; $F_{тр}$ - сила трения ворсинки о микровыступ; P_x - скалывающее напряжение

Продвижение конца ворсинки вдоль обрабатываемой поверхности детали станет возможным, когда скалывающие напряжения P_x достигнут предела прочности металла, и тогда ворсинка начнет свое

царапающее действие. Одновременно с поднятием вверх ворсинка перемещается вперед, пластически деформируя металл и вытесняя его вверх, вперед и в стороны. Её поднятие вверх обусловлено ростом сопротивления деформируемого объема вследствие упрочнения. Ворсинка перестанет подниматься и начнет наносить царапину, когда в деформируемом объеме будет достигнута максимальная степень деформации. В процессе царапания может возникнуть на конце ворсинки нарост. От нароста режим царапания изменяется, глубина царапины резко уменьшается. Затем в царапину попадает следующая ворсинка металлической щетки и процесс повторяется.

Теоретическое обоснование обработки (активизации) поверхности металла металлическими щетками подтверждается дислокационными представлениями о резании металлов. Нагрузка, действующая на деталь, достигает наибольшей величины на поверхностях в местах контакта с режущим инструментом. Следовательно, можно предположить, что первые дислокации начнут зарождаться из поверхностных источников типа Франка-Рида или Фишера, поскольку на поверхностных источниках дислокации зарождаются гораздо легче, чем на источниках, расположенных в объеме деформируемого материала [2]. Например, при царапании кремнистого железа полосы скольжения начинаются от поверхности царапины и имеют большую протяженность вглубь металла. Другим экспериментальным подтверждением преобладающего влияния поверхностных источников может служить картина распределения полос скольжения в жаропрочных сплавах ХН55ВМТФКЮ, ХН56ВМКЮ, ЖС6КП и электротехнической стали 3414 после их обработки резанием. В этих материалах размеры зерен равны 0,32-0,45 мм и больше глубины упрочнения, т.е. глубины проникновения дислокаций в поверхностный слой. Следовательно, границы зерен, которые также являются потенциальными источниками дислокаций в объеме деформируемого металла, не принимают активного участия в генерировании новых дислокаций.

Образовавшиеся новые дислокации упрочняют материал и изменяют его физико-механические характеристики. Увеличение плотности дислокаций в металле приводит к увеличению его твердости, а твердость деформированного тела пропорциональна среднему напряжению, действовавшему в процессе деформации [4]. В свою очередь, из теории дислокаций следует, что напряжение деформирования при различных механизмах упрочнения пропорционально квадратному корню из плотности дислокаций

$$\sigma = \frac{Gb}{k} \sqrt{\rho}, \quad (2)$$

где G - модуль сдвига; b - вектор Бюргерса; $k=3-5$ - численный множитель; ρ - плотность дислокаций.

Соответственно твердость упрочненного металла HV и степень наклепа Z могут быть непосредственно связаны с плотностью дислокаций:

$$HV = \frac{Gb}{K} \sqrt{\rho}, \quad (3)$$

$$Z = \frac{HV - HV_{ucx}}{HV_{ucx}} = \frac{K_{ucx}}{K} \sqrt{\frac{\rho}{\rho_{ucx}}} - 1, \quad (4)$$

где K - коэффициент, зависящий от модулей упругости и сдвига, характеристика распределения смещений формы линий и величины кристаллов.

Распределение энергии пластической деформации в зоне обработки ворсинками металлической щетки можно представить следующим образом

$$Q = Q_n + Q_p, \quad (5)$$

где Q_p - энергия, расходуемая на пластическую деформацию поверхностного слоя под обработанной поверхностью; Q_n - энергия, расходуемая на образование и удаление нароста.

$$Q = (U_c + U_d) \cdot S, \quad (6)$$

где U_c - скрытая энергия деформирования единицы площади обработанной поверхности; U_d - энергия движения дислокаций, отнесенная к единице площади обработанной поверхности; S - площадь обработанной поверхности.

$$Q = (\tilde{U}_c + \tilde{U}_d) \cdot \tilde{S}, \quad (7)$$

где U_c - скрытая энергия деформирования образующегося нароста, отнесенная к единице площади обработанной поверхности; U_d - энергия движения дислокаций, отнесенная к единице площади образованного нароста; S - площадь основания нароста.

Скрытая энергия деформации связана с дислокационным механизмом зарождения дислокаций. В свою очередь, с каждой дислокацией связана энергия упругих искажений, которая соответствует работе, затраченной на её образование. Общая энергия искажений разделяется на две части: энергия ядра дислокации и энергия её упругих искажений. Энергия ядра дислокации составляет

0,06-0,19 энергии упругих искажений [7]. Энергия упругих искажений для краевой дислокации

$$u_0 = \frac{Gb^2}{4\pi(1-\mu)} \ln \left[\frac{R}{r_0} \right], \quad (8)$$

где величину R принимают равной половине среднего расстояния между дислокациями; r_0 - радиус ядра дислокации, равный $\sim b$; μ - коэффициент Пуассона.

Учесть взаимодействие всего множества дефектов кристаллической решетки не представляется возможным. Поэтому при расчете потенциальной энергии упругих искажений, вызванных дислокациями (скрытой или латентной энергии деформирования), будем рассматривать не каждую отдельно дислокацию, удаленную от ближайших соседей на расстояние

$$R = \frac{1}{\sqrt{\rho(h)}}, \quad (9)$$

а дислокацию, которая удалена от ближайших соседей на расстояние

$$\bar{R} = \frac{1}{\sqrt{\bar{\rho}(h)}}, \quad (10)$$

где $\bar{\rho}(h) = \frac{1}{H_0} \int_0^H \rho(h) dh$ - средняя плотность дислокаций для деформированного объема; H - глубина упрочнения; h - глубина расположения дислокационной линии от поверхности.

Получаем, что скрытая энергия деформирования поверхностного слоя, отнесенная к единице площади обработанной поверхности будет равна [3]

$$U_c = \frac{Gb^2}{4\pi(1-\mu)} \ln \frac{\bar{R}}{r_0} \int_0^H \rho(h) dh. \quad (11)$$

Решение (11) сводится к решению следующего интеграла

$$U_c = \int_0^H \rho(h) dh = \frac{N_0}{Gb} \int_0^H \left(1 - \frac{h}{H} \right) F(h) \sigma_y(h) dh, \quad (12)$$

где N_0 - условная плотность полос скольжения в приповерхностном слое.

Аналогично (12) получаем выражение для скрытой энергии деформирования образующегося нароста

$$\bar{U}_c = \frac{Gb^2}{4\pi(1-\mu)} \ln \frac{\bar{R}}{b} \int_0^\Delta \tilde{\rho}(h) dh, \quad (13)$$

где верхний предел интегрирования Δ принят равным толщине нароста.

Уравнения (11), (13) получены с учетом предположения, что основным механизмом накапливания энергии в процессе деформирования является механизм зарождения и перераспределения дислокаций. Поскольку, как установили Титченер и Бевер, этот механизм среди других: энергии упругих деформаций; энергии образования вакансий, двойников, дефектов упаковки, вносит наибольший вклад в общую скрытую энергию деформирования. Установлено также, что вклад энергии дислокаций в скрытую энергию деформирования повышается с увеличением сил межатомной связи металла, т.е. для таких металлов как никель, молибден, вольфрам и их сплавов [8].

Текущее значение скрытой энергии деформирования в процессе обработки всегда будет превышать ее значение после ее прекращения. Это объясняется тем, что часть дислокаций и вакансий аннигилирует, а энергия оставшихся дислокаций может существенно уменьшиться в результате диссипации ее при движении. Освобождающаяся энергия выделяется в виде тепла. При прохождении дислокацией слоя от h' до $h'+dh'$ затрачивается работа $b\sigma(h')dh'$, а на условное перемещение дислокации от поверхности до глубины h работа

$$\delta U_\sigma = \int_0^h b\sigma(h') dh'. \quad (14)$$

В слое толщиной dh будет находиться $\rho(h)dh$ дислокаций, и на их перемещение на глубину h необходимо затратить работу

$$\Delta U_\sigma = \rho(h)dh \int_0^h b\sigma(h') dh'. \quad (15)$$

Полная энергия движения всех дислокаций, участвующих в пластической деформации металла, отнесенная к единице площади обработанной поверхности, будет равна

$$U_\sigma = \int_0^H \rho(h) \left[\int_0^h b\sigma(h') dh' \right]. \quad (16)$$

Двигаясь в металле, дислокация преодолевает область высоких внутренних напряжений и попадает в область их минимума, она может быстро колебаться, смещаясь вперед и назад под действием внешних и внутренних напряжений. В результате кинетическая энергия колеблющейся дислокации будет рассеиваться в окрестности плоскости скольжения, что приводит к увеличению амплитуды колебаний решетки

и соответственно к повышению температуры. Энергия движения дислокаций, следовательно, полностью переходит в тепло.

Часть энергии, затрачиваемой в процессе деформации на зарождение новых дислокаций, в результате аннигиляции при столкновении дислокаций противоположных знаков и перераспределения в устойчивые конфигурации также выделяется в виде тепла.

На основе вышеприведенных рассуждений построена дислокационно-энергетическая модель распределения энергии, передаваемая металлу в процессе обработки металлической щеткой (рис.3).



Рис.3. Схема дислокационно-энергетической модели распределения энергии, передаваемой металлу в процессе обработки металлической щеткой

Выводы.

1. Впервые теоретически обоснована обработка (активизация) поверхности металла металлическими щетками на основе дислокационных представлений при резании металлов.

2. Разработана модель процесса пластической деформации и образования царапин при обработке поверхности металлическими щетками.

3. Составлен энергетический баланс пластической деформации в зоне обработки поверхности ворсинками металлической щетки.

4. На основе дислокационных представлений разработана дислокационно-энергетическая модель распределения энергии, передаваемой металлу в процессе обработки металлическими щетками.

Литература

1. Кузнецов В.Д. Физика резания и трения металлов и кристаллов / В.Д. Кузнецов. – Изд-во: Наука, М., 1977. – 310 с.
2. Развитие науки о резании металлов / [под ред. Н.Н. Зорева, Г.И. Грановского, М.Н. Ларина, И.П. Третьякова]. – М.: Машиностроение, 1967. – 416 с.
3. Старков В.К. Дислокационные представления о резании металлов / В.К. Старков. - М.: Машиностроение, 1979. – 160 с.
4. Полетика М.Ф. Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента / М.Ф. Полетика.– М.: Машиностроение, 1969. – 150 с.
5. Макклиток Ф. Деформация и разрушение материалов / Ф. Макклиток, А. Аргон. - М.: Мир, 1970. – 443 с.
6. Иванов В.С. Усталость и хрупкость металлических материалов / В.С. Иванов. - М.: Наука, 1968. – 215 с.
7. Turcovich B.F. Some applications of physical metallurgy in metal cutting / B.F. Turcovich // Advances Machine Tool Design and Resistance. - 1968. – P. 2. – Oxford et al., 1969. – P. 1051–1071.
8. Усталость и хрупкость металлических материалов / [отв. ред. В.С. Иванова]. – М.: Наука, 1968. – 215 с.

**ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДГОТОВКИ ПОВЕРХНІ
МЕТАЛЕВИМИ ЩІТКАМИ ДЛЯ ГАЗОТЕРМІЧНОГО
НАПИЛЮВАННЯ ПОКРИТТІВ**

Полянський О.С., Лузан С.О., Дерябкіна Є.С.

Анотація – досліджено механізм утворення й руху дислокацій при обробці поверхні металу металевою щіткою. Запропоновано дислокаційно-енергетичну модель розподілу енергії, переданої металу в процесі обробки металевими щітками. Теоретично обґрунтована активація поверхні металевими щітками на основі дислокаційних подань при різанні металів.

**SUBSTANTIATION OF POSSIBILITY OF PREPARATION OF
SURFACE METALLIC BRUSHES FOR GAZOFLAME COVERAGES**

A. Polyansky, S. Luzan, E. Deryabkina

Summary

The mechanism of education and motion of distributions is investigational at treatment of surface of metal by a metallic brush. The dislocation-power model of distributing of energy, transferrable a metal in the process of treatment metallic brushes is offered. In theory, activating of surface is grounded metallic brushes on the basis of dislocation presentations at cutting of metals.

УДК 629.016: 330.341.1

ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ ИННОВАЦИЙ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Полянский А.С., д.т.н.,

Дубинин Е.А., к.т.н.,

Дубинина И.Н., инж.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – предложена классификация основных направлений внедрения инноваций в работу предприятий автомобильного транспорта и рассмотрены инновации в области расчетов запасов запасных частей и внедрения элементов гибких механизированных производств на основе разработки системы унифицированного технологического оборудования. Полученные результаты могут быть использованы для внедрения инновационных технологий в производство и систему технического обслуживания и ремонта средств транспорта.

Ключевые слова – внедрение инноваций, инновационные технологи, система унифицированного технологического оборудования.

Постановка проблемы. Инновационная сфера является ядром структурных изменений экономики, ее характеристики определяют скорость и качество протекающих преобразований. Процесс обновления техники и технологий на автомобильном транспорте, как в сфере производства, так и в сфере управления производством, по своей сути интегрирует все ресурсы - человеческие, интеллектуальные и материальные. Развитие предприятия происходит путем освоения разнообразных инноваций. Эти инновации могут затрагивать все сферы деятельности предприятия. Следует отметить, что любые довольно серьезные инновации в одной сфере деятельности предприятия, как правило, требуют немедленных изменений в объединенных участках, а иногда и общей перестройки организационных структур его менеджмента.

Общие тенденции развития экономики неизбежно приводят организации к необходимости освоения современных достижений научно-технического прогресса. Поэтому предприятия

автомобильного транспорта также должны внедрять новейшие достижения науки, новую продукцию и технологии, организацию менеджмента и производства.

Анализ последних исследований. Обзор литературы показал, что в настоящее время экстенсивные пути развития экономики исчерпали себя и становятся невыгодными. Поэтому необходимым является использования новых решений в сфере техники, технологии и организации производства[3]. Участники рыночных отношений должны самостоятельно и целеустремленно формировать и осуществлять научно-техническую политику, которая позволяет обеспечить высокий уровень произведенной продукции[5].

Достижение этой цели возможно двумя путями. Первый предполагает активное наращивание положительных сдвигов, равномерное накопление их количества. Второй путь называется инновационным. Он предполагает периодическое введение разовых нововведений, которые качественно изменяют состояние и уровень системы. Преимуществом этого пути является его революционный характер, концентрация во времени и высокая результативность. В каждом из этих случаев степень реализации поставленной цели зависит от технико-экономической эффективности принятых решений [1–3].

Поэтому внедрение новых принципов обеспечения качества продукции и снижения расходов в производстве и при эксплуатации автомобильного транспорта является актуальной задачей.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является повышение качества продукции и услуг предприятий автомобильного транспорта на основе применения современных инновационных подходов. Для достижения поставленной цели необходимо установить пути внедрения инноваций на предприятии.

Основная часть. Предприятия автомобильного транспорта включают большое количество структурных подразделений. Организация работы каждого из них должна постоянно совершенствоваться, необходимо разрабатывать и внедрять новые методы управления, контроля и учета результатов работы, должна проводиться инновационная деятельность. Это необходимо для поддержки конкурентоспособности предприятия, повышения производительности и качества работы. Инновациями являются любые технические, организационные экономические и управленческие изменения, отличные от существующей практики в масштабах отрасли, управления, организации. В частном случае понятие инноваций сводится к внедрению новой техники и технологий.

В качестве объекта инноваций могут выступать: продукция; материалы; средства производства; технологические процессы;

человеческий фактор; социальная сфера; организационные изменения, реорганизация.

Основные направления внедрения инноваций применительно к предприятиям автомобильного транспорта приведены на рис. 1.

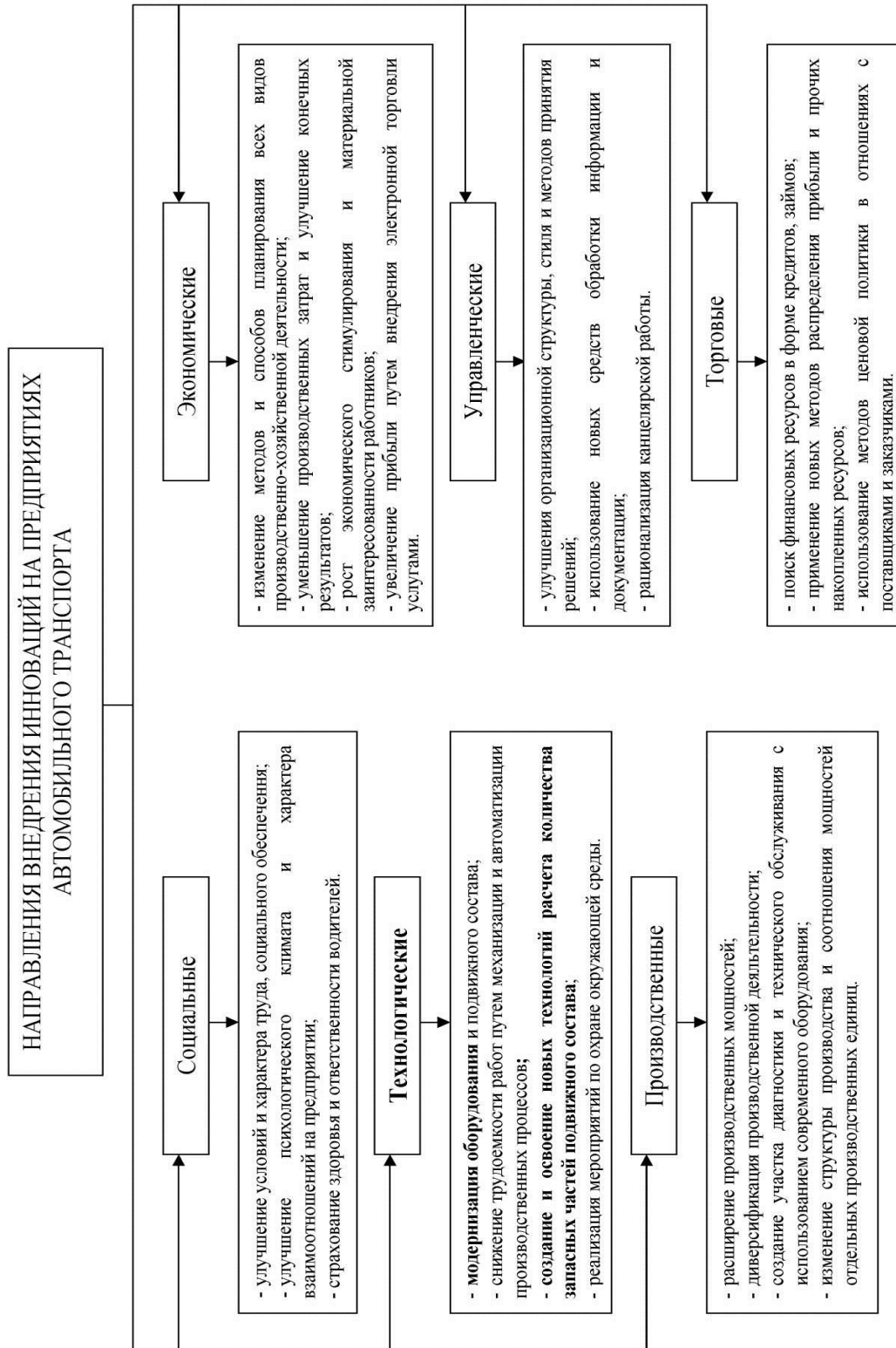


Рис. 1. Направления внедрения инноваций на предприятиях автомобильного транспорта

Таким образом, достичь повышения качества работы предприятия автомобильного транспорта и снижения их расходов можно на основе внедрения различных направлений инновационной деятельности, которые отличаются друг от друга эффективностью применения и содержанием. Рассмотрим технологическое направление внедрения инноваций на примере создания и освоения новых технологий расчета количества запасных частей подвижного состава и модернизации оборудования и подвижного состава.

Обеспеченность запасными частями предприятий автомобильного транспорта на практике подразумевает под собой использование запасных частей трех видов: обычные запасные части, ресурс и цена которых не отличаются от устанавливаемых на новой машине; восстановленные запасные части, имеющие ресурс 80% и цену 70% по сравнению с новыми; запасные части повышенной надежности, ресурс которых составляет 200% а цена – 230% по отношению к соответствующим показателям обычных запасных частей. В качестве запасных частей повышенной надежности предполагается использование деталей или узлов, изготовленных с использованием перспективных технологий производства, или деталей, восстанавливаемых ремонтными предприятиями с использованием упрочняющих технологий. Возможны варианты использования комплектов, состоящих из серийных и восстановленных запасных частей, серийных и повышенной надежности [4].

Так, в работе [5] усовершенствована методика нормирования запасных частей средств транспорта с учетом затрат на производство и эксплуатацию их агрегатов при условии, что интенсивность их отказов на определенном временном промежутке не превышает заданной величины.

С применением метода неопределенных множителей Лагранжа получена зависимость, позволяющая определить оптимальное количество запасных частей k_i для i -го агрегата

$$k_i = \sqrt{\frac{\lambda_i^{\alpha_i+1} \cdot (b_i + \Theta)}{a_i}},$$

где $\lambda_i(t_o)$ - интенсивность отказов i -го элемента при t_o ;

Θ - неопределенный множитель Лагранжа;

a_i, b_i, α_i - расчетные коэффициенты.

Множитель Лагранжа Θ определяется из условия обеспечения заданной интенсивности отказов средства транспорта в целом по зависимости

$$\lambda_c = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{\sqrt{\frac{\lambda_i^{\alpha_i+1} \cdot (b_i + \Theta)}{a_i}}},$$

где λ_c – интенсивность отказов средства транспорта на определенном временном промежутке, равная сумме интенсивностей отказов его элементов λ_i , которые отказывают независимо друг от друга.

На основе результатов проведенного исследования получены нормативы запасных частей для обеспечения заданного уровня надежности средств транспорта на примере шасси колесных тракторов Т-150К-09, представленные на рисунке 2.

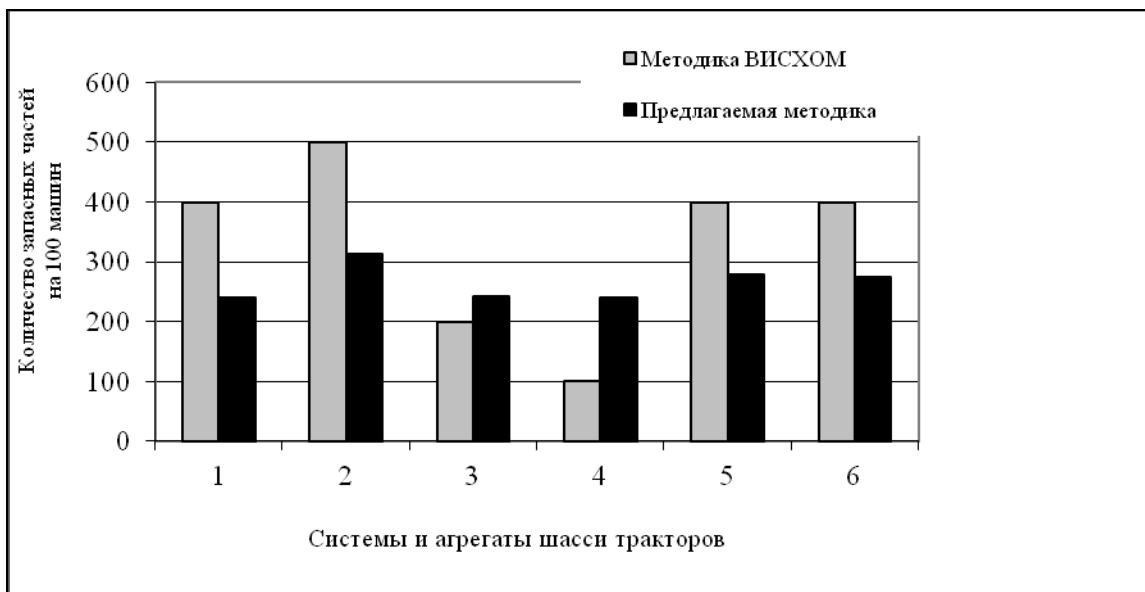


Рис. 2. Нормативы запасных частей агрегатов на 100 тракторов за амортизационный период:

1 - трансмиссия, 2 - муфта сцепления, 3 - ходовая система, 4 - несущая система, 5 - гидронавесная система, 6 - электрооборудование

Предложенная методика позволяет повысить точность нормирования количества запасных частей на основе учета производственных и эксплуатационных факторов, а также оптимального распределения надежности по агрегатам средств транспорта в среднем не менее чем на 20%. Эта инновация позволит

оптимизировать затраты предприятий автомобильного транспорта путем уменьшения количества неостребованных запасных частей, хранимых на складах, и увеличения количества быстроизнашиваемых и ресурсопределяющих деталей для сокращения времени простоя средств транспорта в ремонте.

Одним из эффективных направлений инновационной деятельности предприятий является оптимизация количества и повышение качества технологического оборудования, что выражается не только в их количестве и наличии при проведении операций производства, но и в затратах времени на устранение отказов средств транспорта. При этом основным направлением следует считать создание и внедрение в производственных процессах элементов гибких механизированных производств (ГМП) на основе разработки системы унифицированного технологического оборудования, прежде всего разборочно-сборочного. Под термином “гибкие” понимается возможность быстрой переналадки с небольшими затратами времени, трудовых и материальных ресурсов. ГМП свойственны: разрыв технологического потока во времени, резервирование ремонтного фонда и незавершенного производства для ритмичного производства с максимальной загрузкой оборудования и производственных площадей, благоприятные предпосылки для широкого применения бригадной формы организации труда, значительное внедрение агрегатного метода ремонта, применение процессов групповой технологии и организации ремонта, возможности внедрения как предремонтного так и межоперационного диагностирования ремонтируемых и обслуживаемых машин и агрегатов, их контроля, испытания и обкатки. Например, разборку и сборку двигателей, коробок передач, редукторов и других агрегатов средств транспорта удобно производить на стендах-кантователях [6]. Эти стенды являются составными элементами ГМП и позволяют без больших затрат произвести переналадку при ремонте агрегатов различных модификаций. Наиболее эффективным является применение стендов в составе комплексного рабочего места, снабженного необходимым в каждом конкретном случае комплектом инструментов и приспособлений, которые также могут быть, в зависимости от условий производства, механизированными, гидрофицированными и т. д.

Таким образом, инновационная деятельность на предприятии представляет собой сложный и многоплановый процесс, который включает экономические, технологические, организационные, социальные и экологические факторы производства. Поэтому на предприятии должно осуществляться эффективное управление инновационной деятельностью. Для успешной реализации инноваций необходимо учитывать значительное количество факторов, к которым

относятся: соответствие инноваций цели инновационного развития; наличие на предприятии творческих источников и его восприимчивость к нововведениям; эффективная система отбора, оценки, управления инновационными проектами и контроля за их реализацией; ответственность за результаты инновационной деятельности (индивидуальная, коллективная) [7].

В Украине важным с точки зрения организационных форм инновационной деятельности на современном этапе является достижение баланса интересов всех участников инновационной деятельности для обеспечения эффективной инновационной политики. Разнообразие форм собственности, диверсификация производства, обусловленные ростом роли инновационных процессов в экономике страны требуют нового подхода к управлению инновационной деятельностью, которая учитывает не только рациональные формы организации производства, его эффективность, минимизацию затрат, но и способность быстро адаптироваться к условиям внешней среды.

Выводы.

1. Проведен анализ и предложена классификация основных направлений внедрения инноваций в работу предприятий автомобильного транспорта.

2. С использованием инноваций в области расчетов запасов запасных частей и внедрения элементов гибких механизированных производств на основе разработки системы унифицированного технологического оборудования возможно существенное повышение качества продукции и услуг предприятий автомобильного транспорта.

Литература

1. Балабанов И.Т. Инновационный менеджмент / И.Т. Балабанов. – СПб. : Питер, 2001. – 304 с.
2. Закон України “Про інноваційну діяльність” від 25 березня 2005 року №2505-IV. – 4 с.
3. Шинкаренко В.Г. Экономическая оценка нововведений на автомобильном транспорте / В.Г. Шинкаренко, О.М. Жарова. – М. : Высшая школа, 2004. – 204 с.
4. Анилович В.Я. Анализ и пути совершенствования методов оценки надежности машин / В.Я. Анилович, А.С. Гринченко // Тракторы и сельхозмашины. – 1978. – №9. – С. 25–30.
5. Полянский А.С. Повышение точности нормирования запасных частей агрегатов транспорта по технико-экономическим критериям / А.С. Полянский, Е.А. Дубинин, В.Н. Плетнев // Вісник ХНТУСГ

ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць, Вип. 59, Т. 2. – Харків, 2007. – С. 227–232.

6. *Полянський А.С.* Пути снижения времени восстановления работоспособности машин и их агрегатов / *А.С. Полянський, Е.А. Дубинин, В.Н. Плетнев* // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць, Вип. 75, Т. 1. – Харків, 2008. – С. 391–397.

7. *Невертій Г.С.* Вдосконалення управління інноваційною діяльністю / *Г.С. Невертій, І.М. Дубініна* // Економіка транспортного комплексу: зб. наук. праць. – Вип.10. – Харків, 2006. – С. 153–162.

ПЕРСПЕКТИВИ ВПРОВАДЖЕННЯ ІННОВАЦІЙ НА ПІДПРИЄМСТВАХ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Полянський О.С., Дубінін Є.О., Дубініна І.М.

Анотація – запропоновано класифікацію основних напрямків впровадження інновацій у роботу підприємств автомобільного транспорту й розглянуті інновації в області розрахунків запасів запасних частин і впровадження елементів гнучких механізованих виробництв на основі розробки системи уніфікованого технологічного устаткування. Отримані результати можуть бути використані для впровадження інноваційних технологій у виробництво й систему технічного обслуговування й ремонту засобів транспорту.

PROSPECTS OF INNOVATIONS INTRODUCTION AT AUTOMOBILE TRANSPORTATION ENTERPRISES

A. Polyansky, E. Dubinin, I. Dubinina

The classification of main trends of innovations introduction into the work of automobile transportation enterprises is offered and innovations in the field of spare parts estimation and the introduction of flexible mechanized production elements on the basis of the unified technological equipment system development are considered. The results obtained can be applied for the purpose of innovation technologies introduction into the vehicles production and the system of vehicle technical maintenance and repair.

УДК 620.197

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ПРОМІЖКУ МІЖ ЕЛЕКТРОДОМ-ІНСТРУМЕНТОМ ТА ЗАГОТОВКОЮ

Тригуб О.А., к.т.н.,

Білан А.В., инж.,

Черкаський державний технологічний університет,

Осипенко В.І., д.т.н.,

Ступак Д.О., к.т.н.

Академія пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – у статті розглянуто дослідження процесів течії електроліту у вузькому проміжку між електродом-дротом та плоскою поверхнею заготовки при коаксіальній подачі електроліту.

Ключові слова – робоча рідина, електрод-інструмент, заготівка, коаксіальна подача електроліту.

Постановка проблеми. На теперішній час з розвитком систем ЧПУ великого розповсюдження набувають технологічні системи, які використовують непрофільовані електроди-інструменти. У електрофізичних методах обробки із застосуванням непрофільованих електродів якість поверхневого шару залежить від таких факторів:

- 1) енергетичних параметрів процесу обробки;
- 2) геометричних відхилень електрода;
- 3) типу та складу робочої рідини;
- 4) технічних характеристик приводу верстату та алгоритмів керування рухом;
- 5) технічних характеристик та алгоритмів керування джерелом струму;
- 6) способу та параметрів подачі робочої рідини в робочу зону та виносу продуктів обробки.

Аналіз останніх досліджень. Дослідження вказаних факторів проводились в багатьох роботах для різноманітних видів обробки і широко представлені в літературі [1].

Вплив способу подачі робочої рідини та характеристики її потоку мають суттєве як технічне, так і технологічне значення. Так, одним із найпоширеніших способів подачі робочої рідини є подача через сопло під тиском коаксіально з дротяним електродом (рис.1) [3]. На відміну від

радіального, тангенційного та кутового способів подачі, коаксіальний спосіб справляє менший вплив на прогин дроту, та його технічно простіше реалізувати при обробці криволінійних поверхонь [2].

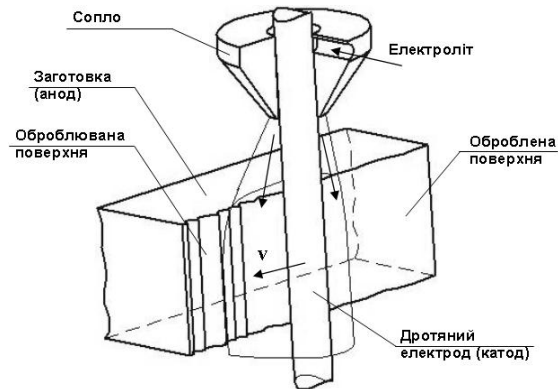


Рис.1. Схема обробки у відкритому пазу

Мета. Метою даного дослідження було визначити залежність швидкості в щілинному проміжку між дротяним електродом-інструментом та поверхнею заготовки v_3 , залежно від вихідної швидкості робочої рідини v_0 , діаметру струменя d , величини проміжку h .

Задача. При проведенні обробки важливим параметром є швидкість робочої рідини в щілинному проміжку між дротяним електродом-інструментом та поверхнею заготовки. Саме ця швидкість є визначною для видалення продуктів обробки та підтримання постійного складу і температури робочої рідини. Згідно дослідження гідравлічних процесів у міжелектродному проміжку [5], що проводились для закритого пазу було встановлено, що швидкість рідини в щілинному проміжку залежить від тиску (початкової швидкості потоку), відстані від сопла до поверхні заготовки та величини міжелектродного проміжку. При збільшенні тиску, збільшенні проміжку та зменшенні відстані до сопла швидкість рідини у проміжку монотонно збільшується.

Для відкритого пазу дані дослідження не проводились, хоча мають не менше технологічне значення, адже чистові стадії обробки проводяться саме при таких умовах.

Визначити швидкість потоку робочої рідини в міжелектродному проміжку експериментальним шляхом складно в зв'язку з невеликими його розмірами (до 0,4 мм) та нерівномірною величиною швидкості рідини по перерізу струменя. Розміщення датчика швидкості в проміжку вносить суттєві зміни в процес. Побічні методи вимірювань мають велику похибку та складну технічну реалізацію. В зв'язку з цим виникає необхідність теоретичного дослідження процесів протікання робочої рідини в проміжку із застосуванням математичного апарату.

Основна частина. Дослідження проводились за умов електрохімічної обробки в електроерозійному верстаті [6] при таких параметрах:

- відстань від сопла до заготовки 2 мм;
- робоча рідина: 20 % розчин NaCl;
- температура електроліту 20 °C;
- товщина заготовки 10 мм;
- діаметр дроту 0,2 мм;
- шорсткість поверхні заготовки Ra 3,0 мкм;
- діаметр струменя (сопла) 2,5, 3,5, 4,5 мм;
- вихідна швидкість струменя 1-20 м/с;
- міжелектродний проміжок 0,2, 0,3, 0,4 мм.

Для визначення необхідних залежностей необхідно вирішити задачу на базі рівняння Нав'є-Стокса сукупно з рівнянням нерозривності

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -(\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \vec{v} + \nu \cdot \Delta \vec{v} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \vec{f},$$

де ∇ - оператор Гамільтона, Δ - оператор Лапласа, t - час, ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, ρ - щільність рідини, p - тиск, $\vec{v} = (v^1, \dots, v^n)$ - векторне поле швидкостей, $\vec{f} = \rho \cdot \vec{g}$ - векторне поле масових сил, \vec{g} - гравітаційне прискорення. Невідомі p та \vec{v} є функціями часу t та координат $\Omega(x, y, z)$ для тривимірного простору, в якому рухається рідина. Краєві та початкові умови:

$$\vec{v}|_{\partial\Omega} = 0;$$

$$\vec{v}|_{t=0} = \vec{v}_0.$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div } \vec{v} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \text{div } \vec{v} + \vec{v} \cdot \text{grad } \rho = 0, \quad \begin{array}{l} \text{Рівняння} \\ \text{нерозривності} \\ \text{має вид} \end{array}$$

де $\rho = \rho(x, y, z, t)$ - щільність потоку рідини, $\vec{v} = v(x, y, z, t)$ - вектор швидкості рідини в точці з координатами $\Omega(x, y, z)$ в момент часу t .

Аналітичне вирішення даної задачі для тривимірного простору протягом визначеного часу є складним. Тому для його вирішення було застосовано систему автоматизованого проектування «FlowVision», яка дозволяє вирішувати гідравлічні задачі згідно рівняння Нав'є-Стокса чисельним методом кінцевих об'ємів. Згідно приведеним вище постійним та змінним величинам було створено 9 моделей (різні варіанти поєднання змінних величин) і розв'язано задачу для кожного варіанту окремо з різними значеннями швидкості вихідного потоку.

В результаті розрахунку кожної задачі було отримано візуальне відображення руху потоку робочої рідини в часі, графіки розподілу швидкості потоку в міжелектродному проміжку та градієнтного поля

швидкостей потоку електроліту. За отриманими розрахунками можна виділити три характерних стани струменю:

- а) стабільного потоку або повного промивання (рис.2.а);
- б) нестабільного потоку або промивання (рис.2.б);
- в) відхиленого потоку або незадовільного промивання (рис.2.в).

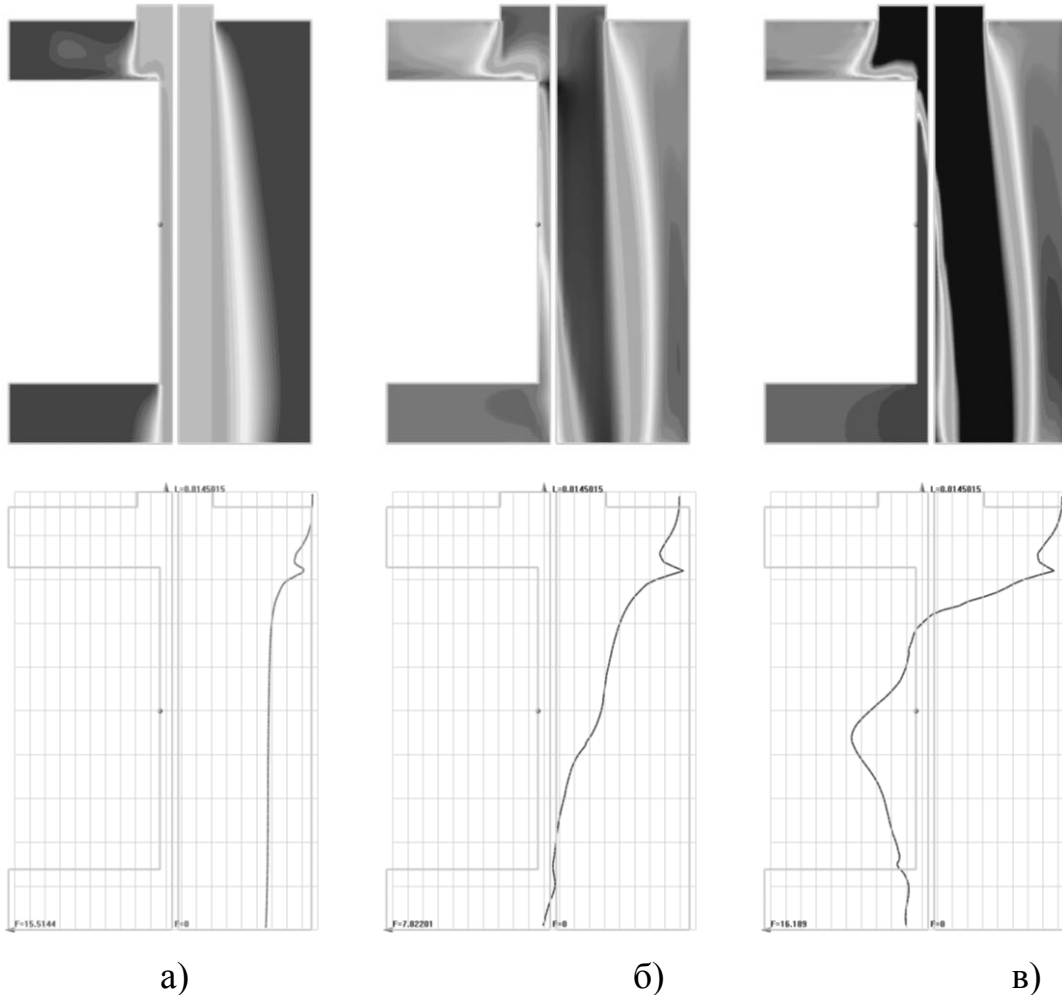


Рис.2. Типові розподіли потоку та графіки швидкості вздовж проміжку при розрахунку задачі протікання рідини у відкритому пазу:
 а) повне промивання (при $d=2,5$ мм, $h=0,4$ мм $v_0=15$ м/с),
 б) нестабільне промивання (при $d=2,5$ мм, $h=0,4$ мм $v_0=20$ м/с),
 в) незадовільне промивання (при $d=3,5$ мм, $h=0,4$ мм $v_0=15$ м/с)

- 1) при зменшенні діаметру сопла покращуються умови протікання робочої рідини в проміжку за рахунок зменшення площі опору потоку.
- 2) використання струменя діаметром 4,5 мм і більше та технологічно обґрунтованими міжелектродними проміжками (0,4 мм і менше) неможливе, внаслідок відхилення струменя при будь-яких значеннях вихідної швидкості, а використання струменя

діаметрами 3,5 мм можливо використовувати лише з міжелектродними проміжками 0,4 мм і більше.

Результати систематизації отриманих даних показали наступне:

1. Підвищення вихідної швидкості струменя із сопла підвищує швидкість протікання рідини в міжелектродному проміжку, але до певної межі. При подальшому зростанні вихідної швидкості спостерігається відхилення струменя від оброблюваної поверхні (рис.3). Це залежить від відношення розмірів діаметру сопла до розмірів міжелектродного проміжку. Чим менше це відношення, тим при більшій швидкості настає відхилення потоку.
2. Збільшення міжелектродного проміжку призводить до підвищення швидкості протікання робочої рідини, що пояснюється зменшенням впливу явищ гальмування потоку на поверхнях заготовки і дротяного інструменту.

Адекватність проведених теоретичних досліджень перевірялась проведенням вибірових експериментів на дослідному осередку (рис.4.а). Математичне моделювання показало, що відхилення струменя настає при швидкостях близьких до 7 м/с при діаметрі сопла 3,5 мм та міжелектродному проміжку 0,4 мм. Експериментально було отримано відхилення потоку при значеннях більших 8 м/с (рис.4.б,в).

$v_1, \text{м/с}$

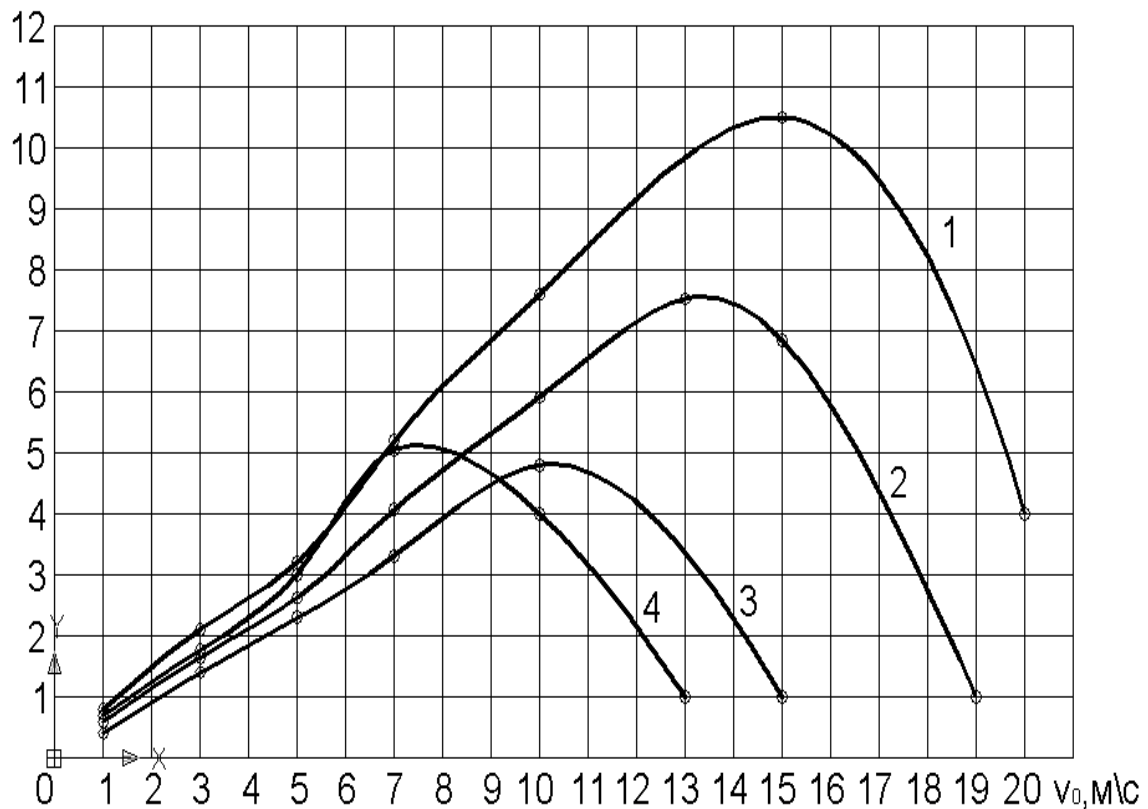


Рис.3. Залежність швидкості течії в міжелектродному проміжку v_1 від вихідної швидкості потоку v_0 при

розрахунку задачі протікання рідини у відкритому пазу:

1 - $d=2,5$ мм, $h=0,4$ мм, 2 - $d=2,5$ мм, $h=0,3$ мм, 3 - $d=2,5$ мм,
 $h=0,2$ мм, 4 - $d=3,5$ мм, $h=0,4$ мм

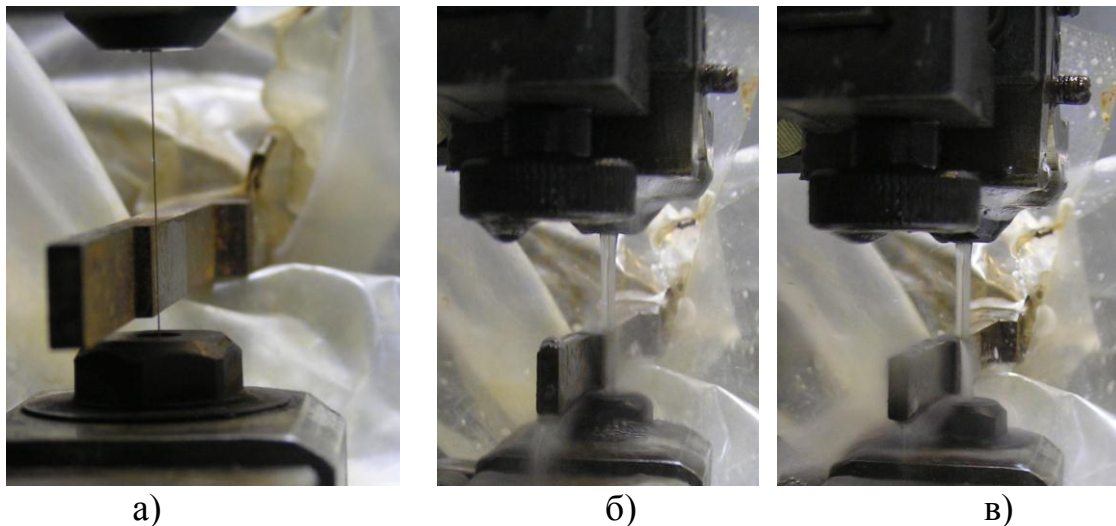


Рис.4. Експеримент з протікання рідини у відкритому пазу при $d=3,5$ мм, $h=0,4$ мм:

- а) – дослідний осередок, б) – стабільний потік при $v_0=6$ м/с,
в) – відхилений потік $v_0=8$ м/с

Висновки. Підсумовуючи отримані результати досліджень можна зробити наступні висновки:

- 1) отримано чисельні значення швидкості потоку рідини в міжелектродному проміжку по всьому перерізу,
- 2) виявлено явище відхилення потоку і визначено умови, при яких воно настає,
- 3) встановлено залежність швидкості робочої рідини в проміжку від основних технологічних параметрів: діаметру сопла, вихідної швидкості струменя та величини міжелектродного проміжку.

Загалом результати дослідження дають можливість призначати оптимальні значення технологічних параметрів та конструкційних розмірів гідравлічних систем установок та верстатів, у яких обробка ведеться дротяним електродом-інструментом.

Література

1. Небилиця Ю.М. Дослідження процесів виділення енергії в МЕРП / Ю.М. Небилиця, В.І. Осипенко, Д.О. Ступак // Матеріали 15-й Ежегодной Международной научно-технической конференции “Прогрессивные технологии в машиностроении”, Одесса, 2000. – С. 236–237.
2. Осипенко В.І. Методика розрахунку параметрів електроерозійного дротяного різання з врахуванням локальності виділення енергії в міжелектродному проміжку / В.І. Осипенко, С.П. Поляков, Р.І. Савісько, Д.О. Ступак. – Львів: Машинознавство, 2003. – С. 39–42.
3. Осипенко В.І. Фізико-технологічні закономірності пробою рідини за умов характерних для електроерозійної вирізної обробки /

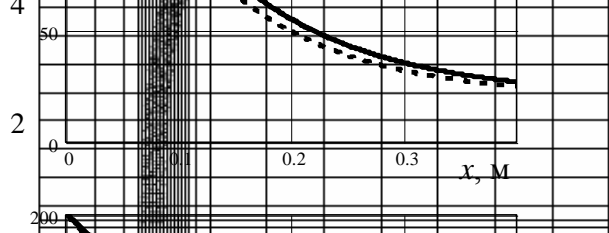
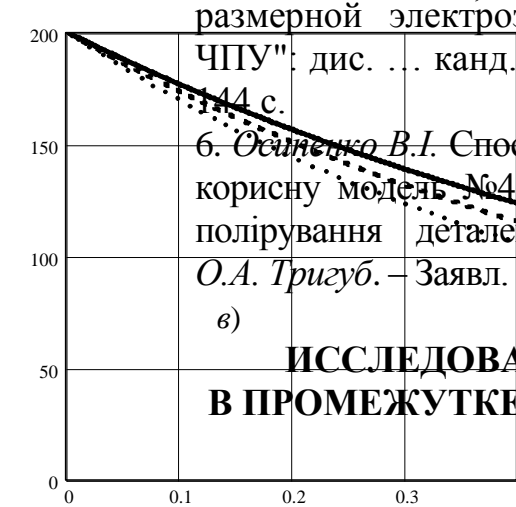


Рис. 5. Розподіл температури повітря всередині завіси для MnO_2 (а) та $d = 1$ мм (б) (вид зверху). Розрахунок у FlowVision.

4. Осипенко В.І. Фізико – технологічні закономірності пробою рідини та балансу енергії одиночного іскрового розряду / В.І. Осипенко, Д.О. Ступак, С.В. Поздеев // Вісник національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”. Серія машинобудування. – К.:НТУУ „КПІ”. – 2009. – С. 273–280.

5. Осипенко В.І. “Повышение производительности и точности размерной электроэрозионной обработки на вырезных станках с ЧПУ”: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.07 / В.И. Осипенко. – К., 1999. – 144 с.

6. Осипенко В.І. Спосіб електрохімічного полірування деталей. Патент на корисну модель №42823 UA МПК С25F3/00. Спосіб електрохімічного полірування деталей / В.І. Осипенко, Д.О. Ступак, А.В. Білан, О.А. Тригуб. – Заявл. 06.02.2009; Опубл. 27.07.2009; Бюл. №14. – 5 с.



ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ПРОМЕЖУТКЕ МЕЖДУ ЭЛЕКТРОДОМ-ИНСТРУМЕНТОМ И ЗАГОТОВКОЙ

Тригуб О.А., Білан А.В., Осипенко В.І., Ступак Д.О.

Рис. 3. Розподіл температури повітря всередині завіси для MnO_2 (а) та $d = 0,5$ мм (б) (вид зверху). Сумарна температура в узкому проміжку між електродом-проволокою і плоскою поверхністю заготовки при коаксимальній подачі електроліта.

THE RESEARCH OF ELECTROLYTE FLOW IN THE GAP BETWEEN WIRE ELECTRODE AND HALF-FINISHED MATERIAL

O.Trygub, A. Bilan, V.Osypenko, D.Stupak

Summary

The article is devoted to the process of electrolyte flow research in narrow gap between a wire electrode and flat surface of half-finished material with coaxial electrolyte supply.

УДК 629.017

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН МЕТОДОМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ

Подригало М.А., д.т.н.,

Полянский А.С., д.т.н.,

Клец Д.М., к.т.н.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,

Корчан Н.С., к.юр.н

Институт судебно-медицинской экспертизы им. Бокариуса,

Задорожня В.В., инж.

Харьковский национальный технический университет

сельского хозяйства им. П. Василенко

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассмотрены задачи сохранения устойчивости колесной машины с использованием метода парциальных ускорений.

Ключевые слова – колесная машина, устойчивость, ускорение.

Постановка проблемы. Устойчивость положения колесных машин (или устойчивость против опрокидывания) является одним из свойств комплексного эксплуатационного свойства автомобилей и тракторов – устойчивости.

Сохранение устойчивости положения колесных машин является одним из самых важных направлений обеспечения безопасности движения автомобилей и охраны труда при работе на тракторах.

В настоящей статье с использованием нового метода парциальных ускорений в общем виде определены условия сохранения колесной машиной устойчивости положения.

Анализ последних исследований. Неустойчивость колесных машин является одной из наиболее распространенных причин аварий на дорогах. Устойчивость положения машины может рассматриваться относительно двух осей на опорной плоскости – продольной и поперечной[1]. Устойчивость относительно поперечной оси называют продольной устойчивостью, поскольку опрокидывание может происходить в продольной плоскости.

Устойчивость относительно продольной оси – поперечной устойчивостью, поскольку возможное опрокидывание происходит в поперечной плоскости. Различают статическую и динамическую устойчивость машин. Под статической устойчивостью понимают устойчивость в статическом состоянии (т.е. при отсутствии возмущенного движения), а под динамической устойчивостью – устойчивость в процессе движения и появление возмущенного движения [2].

Движение любой механической системы может быть невозмущенным и возмущенным [3]. Невозмущенным называется некоторое вполне определенное движение системы, подлежащее исследованию. Невозмущенному движению системы отвечает определенное частное решение дифференциальных уравнений, удовлетворяющее начальным условиям при моменте времени $t=t_0$. Движение системы, отвечающее измененным начальным условиям, называется возмущенным движением, а приращение переменных – возмущением.

Математическую основу исследований в области устойчивости движения составляет теория устойчивости А.М. Ляпунова [4]. Движение неустойчиво по Ляпунову в случае, когда с течением времени отклонения растут и разница между возмущенным и невозмущенным движениями увеличивается [4]. Общая теория устойчивости движения предусматривает изучение движения на координатной полуоси $0 \leq t \leq \infty$. При этом предполагается, что возмущающее воздействие на механическую систему прекратилось при $t \leq 0$. Реальные технические процессы протекают на определенном отрезке времени, поэтому наряду с устойчивостью по Ляпунову важное значение имеет техническая устойчивость.

В этом случае рассматривается движение на конечном отрезке времени $0 \leq t \leq T$, причем материальная система, может испытывать внешнее возмущающее воздействие на всем отрезке $0 \leq t \leq T$ или на его части. Если возмущающее воздействие не прекращается при $t \leq 0$, то более общим является следующее определение устойчивости движения: «Движение механической системы устойчиво, если при действии ограниченных возмущений отклонения от невозмущенного движения остаются ограниченными».

Понятие устойчивости применительно к автомобилям и тракторам в настоящее время не получило четкого общепринятого определения и в трактовке различных авторов формулируется по разному.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является повышение безопасности движения путем обеспечения устойчивости положения колесных машин.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить и классифицировать внешние возмущения, приводящие к потере устойчивости положения колесных машин;
- провести оценку поперечной устойчивости колесных машин с использованием метода парциальных ускорений.

Определение внешних возмущений. Оценка устойчивости положения колесных машин рассмотрим на примере оценки поперечной устойчивости, однако многие положения могут быть справедливы и для оценки продольной устойчивости.

В работе [3] возмущенным движением называется движение, отвечающее измененным начальным условиям, а приращение переменных – возмущениями. При анализе устойчивости, в том числе и положения, необходимо определить и классифицировать возмущения, приводящие к появлению возмущенного движения колесной машины в процессе опрокидывания.

В теории автоматического управления [5] под возмущающим действием (помехой) понимается действие, приложенное к какому-нибудь приспособлению системы, которое нарушает выполнение заданного алгоритма функционирования. Под внутренним возмущением [5] понимается действия, которыми отдельные элементы системы обмениваются между собою.

На наш взгляд возмущения в механической системе могут быть кинематическими, динамическим (силовыми) и энергетическими изменениями параметров.

К кинематическим возмущениям (линейным и угловым) относятся отклонения перемещений, скоростей и ускорений от заданных значений.

К силовым (динамическим) возмущениям относятся непредвиденное действие дополнительных сил и моментов или случайные отклонения значений действующих сил и моментов от заданных значений.

К энергетическим возмущениям можно отнести незапланированные энергетические воздействия, измеряемые в единицах энергии (работы) или мощности.

Рассмотрим движение колесной машины на поперечном уклоне (рис.1).

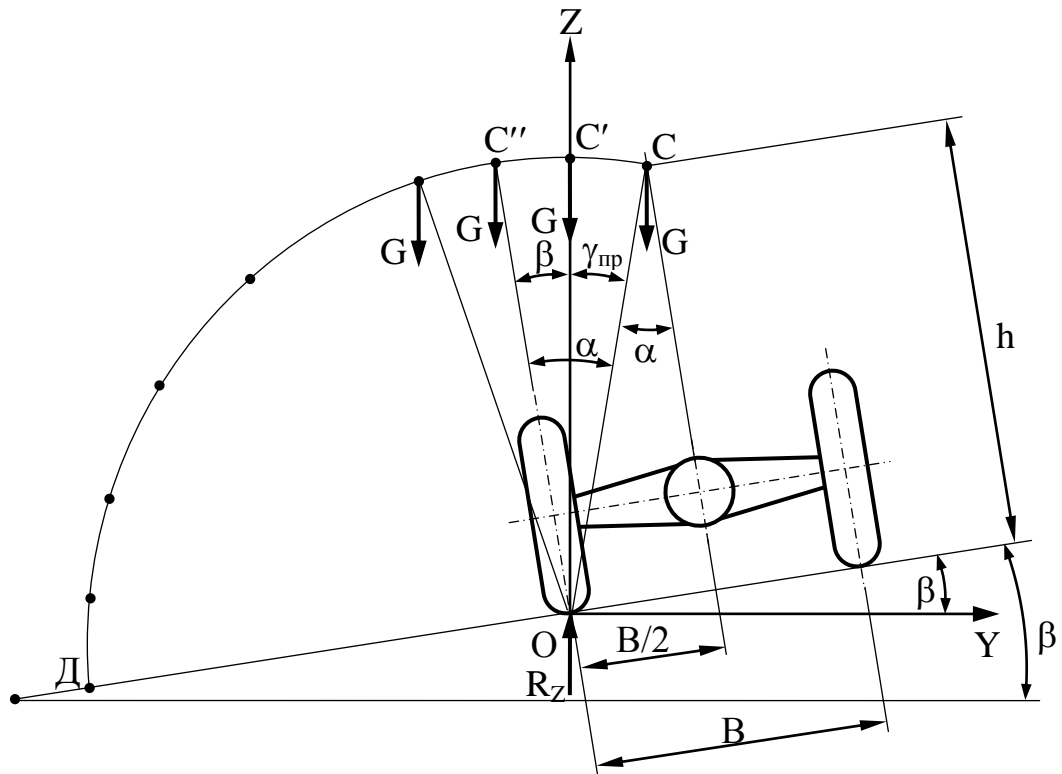


Рис 1. Расчетная схема для оценки поперечной устойчивости положения колесных машин

Условие бокового опрокидывания машины является поворот остова машины в поперечной плоскости на угол γ_{np} , являющийся предельным по условию устойчивости положения в поперечной плоскости.

$$\gamma_{np} = \alpha - \beta, \quad (1)$$

где α - угол поперечной статической устойчивости колесной машины,

$$\alpha = \arctg \frac{B}{2h}, \quad (2)$$

где B – колея машины (поперечная колесная база);

h - высота центра масс машины;

β - угол поперечного уклона дороги.

Таким образом, при появлении углового возмущения γ_e в поперечной плоскости ($(\gamma_e \geq \gamma_{np})$) линия действия силы тяжести G будет проходить левее оси OZ и момент стабилизирующей от силы тяжести G станет опрокидывающим. Машина теряет устойчивость положения и опрокинется даже при исчезновении возмущающих воздействий. Таким образом, γ_{np} является предельным угловым кинематическим возмущением при

превышении которого теряется устойчивость. Очевидно, что в случае использования различных систем автоматической динамической стабилизации положения машины необходимо определить параметры возмущенного движения остова в поперечной плоскости на более ранней стадии появления последнего. В этом случае целесообразно определять в качестве возмущений угловые скорость и ускорение остова машины в поперечной плоскости.

Оценка поперечной устойчивости положения машины методом парциальных ускорений. Предельное энергетическое возмущение, превышение которого определяет потерю боковой устойчивости положения, определяется увеличением потенциальной энергии машины при переходе центра масс машины из точки С в точку С', лежащую на вертикальной оси OZ (рис.1).

$$\Delta W_n = G \cdot \Delta h = mg\Delta h, \quad (3)$$

где G – общая сила тяжести машины;

m – общая масса машины;

g – ускорение свободного падения, $g=9,81 \text{ м/с}^2$;

Δh – вертикальное (вдоль оси OZ) перемещение центра масс машины при ее угловом перемещении.

$$\Delta h = (\overline{OC})(1 - \cos \gamma_{np}). \quad (4)$$

Из рис. 1 определим

$$(\overline{OC}) = \sqrt{h^2 + \frac{B^2}{4}} = h\sqrt{1 + \frac{B^2}{4h^2}} = h\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha} = h \cdot \text{sec} \alpha. \quad (5)$$

Таким образом, подставляя выражение (4) в уравнение (3), получим с учетом (1) и (5)

$$\Delta W_n = m \cdot g \cdot h \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\cos \alpha}. \quad (6)$$

Выражение (6) определяет минимальную величину бокового энергетического возмущения, приводящую к боковому опрокидыванию колесной машины.

Представляет интерес определение на ранней стадии возмущенного движения по величине возмущающего ускорения и длительности его действия условия сохранения машиной поперечной устойчивости положения. Для этого используем метод парциальных ускорений [6]. Уравнение динамики поворота остова машины в поперечной плоскости имеет вид

$$I_0 \dot{\omega}_x = M_{возм} - M_{стб}, \quad (7)$$

где $\dot{\omega}_x$ – угловое ускорение остова в поперечной плоскости при возмущенном движении;

I_0 - момент інерції машини відносно осі опрокидывания (ось ОХ),

$$I_0 = I_{zc} + m(\overline{OC})^2; \quad (8)$$

где I_{zc} - центральний момент інерції остова машини,

$$I_{zc} = m \cdot i_x^2, \quad (9)$$

где i_x - радіус інерції машини відносно осі ОХ;

$M_{воз}$ - возмущающий момент;

$\dot{I}_{стаб}$ - стабилизирующий момент.

Разделив левую и правую части уравнения (7) на I_0 , получим

$$\dot{w}_x = \dot{w}_x^{ПВ} + \dot{w}_x^{ПС}, \quad (10)$$

где $\dot{w}_x^{ПВ}; \dot{w}_x^{ПС}$ - парциальное возмущение и стабилизирующее угловые ускорения:

$$\dot{w}_x^{ПВ} = \frac{M_{воз}}{I_0} \quad (11)$$

$$\dot{w}_x^{ПС} = \frac{M_{стаб}}{I_0} \quad (12)$$

При равенстве нулю суммы парциальных ускорений $\dot{w}_x^{ПВ}$ и $\dot{w}_x^{ПС}$ возмущенное движение не появится. В этом случае машина обладает устойчивостью против опрокидывания или статической устойчивостью.

Определим парциальное стабилизирующее ускорение (см. рис.1) через стабилизирующий момент.

$$M_{стаб} = G(\overline{OC}) \sin(\gamma_{np} - \gamma) = mgh \frac{\sin(\alpha - \beta - \gamma)}{\cos \alpha}, \quad (13)$$

где γ - угол поворота остова машини в поперечной плоскости.

Тогда выражение (12) после подстановки в него уравнений (5), (8), (9) и (13) примет вид

$$\dot{w}_x^{ПС} = -\frac{g}{h} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta - \gamma)}{\frac{i_x^2}{h^2} + \sec^2 \alpha}. \quad (14)$$

Начальное парциальное стабилизирующее ускорение находим при $\gamma = 0$

$$\dot{w}_{x0}^{ПС} = -\frac{g}{h} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} + \sec^2 \alpha}. \quad (15)$$

С увеличением γ происходит уменьшение $\dot{w}_x^{ПС}$ и при $\gamma = \gamma_{np}$ (см. соотношение (1)) величина $\dot{w}_x^{ПС}$ равна нулю. При $\gamma > \gamma_{np}$ указанное ускорение меняет свой знак на противоположный, т.е.

становится возмущающим парциальным ускорением от силы тяжести машины.

Пусть нам известно возмущающее парциальное ускорение $\dot{w}_x^{\Pi B}(t)$ и время его действия (t_b) . Парциальная угловая скорость, созданная действием парциального возмущающего ускорения $\dot{w}_x^{\Pi B}(t)$ в течение времени (t_b)

$$w_x^{\Pi B} = \int_0^{t_b} \dot{w}_x^{\Pi B}(t) G t. \quad (16)$$

Кинетическая энергия возмущающего воздействия

$$W_{K.B} = I_0 \frac{(\dot{w}_x^{\Pi B})^2}{2}, \quad (17)$$

должна быть меньше или равна предельного энергетического возмущения ΔW_{Π} , т.е.

$$I_0 \frac{(w_x^{\Pi B})^2}{2} \leq mgh \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\cos \alpha}. \quad (18)$$

Из выражения (18) с учетом (8) и (9) определим условие сохранения динамической поперечной устойчивости положения машин

$$w_x^{\Pi B} \leq \sqrt{\frac{2g}{h} \cdot \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} \cos \alpha + \sec \alpha}}. \quad (19)$$

Условием появления возмущающего движения является (см. соотношение (10)) $\dot{w}_x > 0$ или

$$\dot{w}_{x0}^{\Pi B} + \dot{w}_{x0}^{\Pi C} > 0, \quad (20)$$

или с учетом соотношения (14) при $\gamma = 0$

$$\dot{w}_{x0}^{\Pi B} > \frac{g}{h} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} + \sec^2 \alpha}. \quad (21)$$

Условием сохранения статической устойчивости является

$$\dot{w}_{x0}^{\Pi B} \leq \frac{g}{h} \cdot \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} + \sec^2 \alpha}. \quad (22)$$

Если предположить, что

$$\dot{w}_x^{\Pi B}(t) = \dot{w}_{x0}^{\Pi B} = const, \quad (23)$$

то выражение (16) примет вид

$$\dot{w}_x^{\Pi B}(t) = \dot{w}_{x0}^{\Pi B} \cdot t_b. \quad (24)$$

С учетом (24) выражение (19) примет вид

$$w_x^{\Pi B} \cdot t_b \leq \sqrt{\frac{2g}{h} \cdot \frac{1 - \cos(\alpha - \beta)}{\frac{i_x^2}{h^2} \cos \alpha + \sec \alpha}}. \quad (25)$$

Выражение (25) определяет условие сохранения колёсной машиной поперечной динамической устойчивости положения.

Выводы.

1. Проведенный анализ позволил классифицировать возмущения, действующие на колесные машины, на кинематические, динамические (силовые) и энергитические. Оценка устойчивости объекта по величине начального возмущающего ускорения позволяет на ранней стадии возмущенного движения провести динамическую стабилизацию поперечной устойчивости положения.

2. С использованием предложенного метода парциальных ускорений определены предельные по условию сохранения поперечной динамической и статической устойчивости положения величины энергетических и кинематических возмущений.

3. Использование метода парциальных ускорений позволяет в дальнейшем аналогично производить оценку продольной статической и динамической устойчивости положения.

Литература

1. *Джонс И.С.* Влияние параметров автомобиля на дорожно-транспортные происшествия / *И.С.Джонс.* – М. : Машиностроение, 1979. – 207 с.
2. *Подригало М.А.* Маневренность и тормозные свойства колесных машин / *М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Курчатый, А.Л. Бобошко* / Харьков: ХНАДУ, 2003.– 403 с.
3. *Меркин Д.Р.* Введение в теорию устойчивости движения / *Д.Р. Меркин.* – М.: Наука, 1976.– 320 с.
4. *Ляпунов А.М.* Общая задача об устойчивости движения. Собрание сочинений/ *А.М. Ляпунов.* – Т.2. – М.–Л. : Изд-во АН СССР, 1956. – 384 с.
5. *Александров Є.Є.* Автоматичне керування рухомими об'єктами і технічними процесами / *Є.Є.Александров, Є.П Козлов, Б.І. Кузнецов* // Теорія автоматичного керування. Том 1 / [Під ред. Є.Є. Александрова].– Харків: НТУ «ХПУ», 2002. – 420 с.
6. *Артемов М.П.* Метод парціальних прискорень і його застосування при дослідженні динаміки мобільних машин / *М.П. Артемов, А.Т. Лебедев, О.П. Алексєєв, В.П. Волков, М.А. Подригало, О.С. Полянський* // Зб. тез доповідей науково-практичної конференції «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України». – Харків: акад. внутр. військ МВС України, 2010. – С. 44–46.

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ КОЛІСНИХ МАШИН МЕТОДОМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ

Подригало М.А., Полянський А.С., Клец Д.М.,
Корчан М.С., Задорожня В.В.

Анотація – у статті розглянуто задачі збереження стійкості колісної машини з використанням методу парціальних прискорень.

ASSESSMENT OF THE LOCATION STABILITY OF VEHICLES BASED ON THE PARTIAL ACCELERATION TECHNIQUE

M. Podrigalo, A. Polyansky, D. Klets,
N. Korchan, V. Zaddorzhnya

Summary

Problems of saving of the vehicle stability are considered with using of the partial acceleration technique.

УДК 621.225.001.4

КЛАССИФИКАЦИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН, ПРИМЕНЯЕМЫХ В СИЛОВЫХ ГИДРОПРИВОДАХ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Волошина А.А., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена разработке классификации планетарных гидромашин, учитывающей их основные конструктивные особенности: вид движения вытеснителей, способ компенсирования движения вытеснителей и способ распределения рабочей жидкости.

Ключевые слова – планетарная гидромашина, героторная гидромашина, внешнее зубчатое зацепление, карданная передача, внешний компенсирующий механизм, торцевое распределение, цапфенное распределение, непосредственное распределение, героторное распределение, рабочая жидкость.

Постановка проблемы. Непрерывно возрастающие масштабы производства мобильной техники делают особенно актуальным вопрос, гидрофикации ее активных рабочих органов. Недостаточно широкое применение силовых гидроприводов, как у нас в стране, так и за рубежом, объясняется ограниченной номенклатурой гидромашин и их конструктивным исполнением.

Анализ последних исследований. Самыми распространенными гидромашинами, применяемыми в силовых гидроприводах мобильной техники, являются планетарные гидромашины [1,2,3]. Эти гидромашины допускают форсирование по давлению, устойчиво работают в большом диапазоне частот вращения (в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей), обеспечивают режимы работы с высоким КПД во всем диапазоне регулирования, что позволяет получить большие пусковые моменты при работе на низких частотах вращения. Большим преимуществом этих гидромашин является возможность установки их непосредственно в приводной механизм транспортеров, лебедок, битеров, мотор-колес и т.д.

При множестве различных конструктивных исполнений, планетарные гидромашины, можно объединить по трем основным

узлам [1,2,3], определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин: силовому соединению, со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному механизму, создающему гидравлическое поле, необходимое для работы вытеснителей. Но, на сегодняшний день отсутствует классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники, учитывающая их основные конструктивные особенности.

Цель работы. На основе классификации планетарных гидромоторов выбрать направления дальнейших исследований в этой области.

Основная часть. Для решения проблем, связанных с гидрофикацией мобильной техники лабораторией «Гидравлические машины и гидропривод сельскохозяйственной техники» кафедры «Мобильные энергетические средства» Таврического государственного агротехнологического университета по заданию Минпромполитики Украины (договор № 44003/2 от 28 мая 2004 г.) разработано семейство планетарных гидромоторов (рис. 1), состоящее из четырех типоразмерных рядов [4,5,6].

Представителями данного семейства являются унифицированные гидромоторы ПРГ-33 (рис. 1, а), с номинальной мощностью 33 кВт и рабочим объемом 800–1600 см³, ПРГ-22 (рис. 1, б) мощностью 22 кВт и с рабочим объемом 160–630 см³, ПРГ-11 (рис. 1, в) мощностью 11 кВт и рабочим объемом 50–200 см³ и ПРГ-6,5 (рис. 1, г) мощностью 6,5 кВт и рабочим объемом 32–125 см³.



Рис. 1. Семейство унифицированных рядов планетарных гидромоторов, подготовленное к серийному производству:

- а – гидромоторы ПРГ-33; б – гидромоторы ПРГ-22;
- в – гидромоторы ПРГ-11; г – гидромоторы ПРГ-6,5

Представленные типоразмерные ряды, представленных планетарных гидромашин конструктивно выполнены одинаково и отличаются мощностью и габаритными размерами. Типаж размерных рядов основывался с учетом опыта отечественных и зарубежных производителей мобильной техники.

Развивающийся гидропривод мобильной техники постоянно предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Сегодня для приводов мобильной сельскохозяйственной техники нужны гидромашинные малой мощности от 1 до 3 кВт, гидромашинные с очень большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и очень низкими (от 0,5 об/мин) частотами вращения, а также высокооборотные гидромашинные с большими частотами вращения (до 5000 об/мин). Таким требованиям удовлетворяют гидромашинные с карданной передачей (рис. 2, а), гидровращатели планетарного типа (рис. 2, б) и героторные гидромашинные (рис. 2, в).

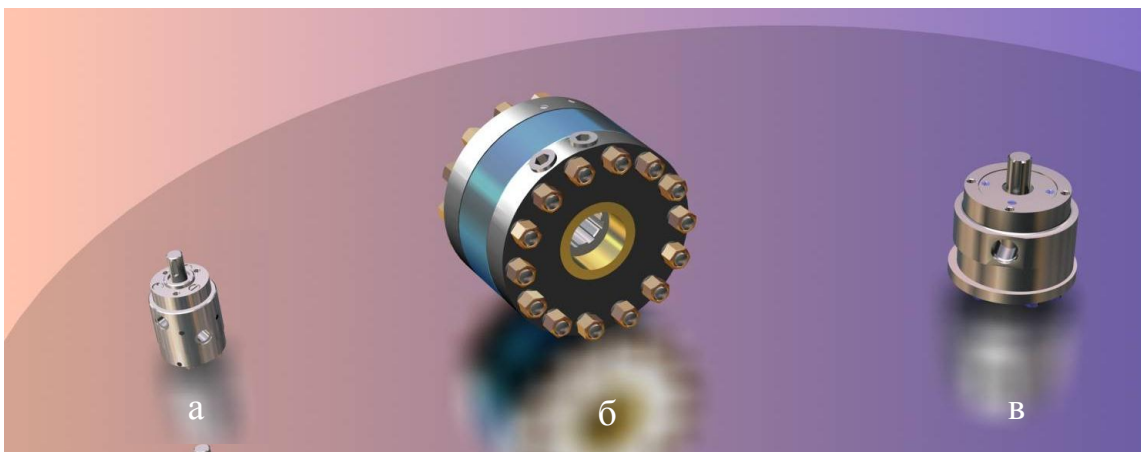


Рис. 2. Планетарные гидромашинные, требующие дальнейших комплексных исследований:

- а – гидромотор с карданной передачей;
- б – гидровращатель планетарного типа;
- в – героторная гидромашинная

Если семейство гидромоторов серии ПРГ подготовлено к серийному производству, то гидромоторы с карданной передачей, гидровращатели планетарного типа и героторные гидромашинные требуют дальнейших комплексных исследований в области разработки методов расчета, проектирования, изготовления, испытания и эксплуатации.

Несмотря на то, что все рассмотренные гидромашинные (рис. 1, 2) являются гидромашинными с циклоидальной формой вытеснителей, в зависимости от конструктивных особенностей они различаются:

- по частоте вращения выходного вала;

- по виду движения вытеснителей;
- по способу компенсирования планетарного движения вытеснителей;
- по способу распределения рабочей жидкости.

В зависимости от частоты вращения выходного вала планетарные гидромашины делятся на:

- низкооборотные (частота вращения 0,5...50 об/мин);
- среднеоборотные (частота вращения 50...500 об/мин);
- высокооборотные (частота вращения 500...5000 об/мин).

По виду движения вытеснителей гидромашины делятся на планетарные и героторные.

Планетарное движение вытеснителей применяется:

- в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин;
- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 50...500 об/мин;
- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин.

Планетарное движение этих гидромашин представлено следующим образом (рис. 3): внутри неподвижного (охватывающего) вытеснителя 1 со вставными зубьями 2 (роликами) вращается внутренний (охватываемый) вытеснитель 3.

Происходит вращение за счет действия гидравлического поля, которое поджимает подвижный вытеснитель. Здесь красным цветом показана зона нагнетания 4, желтым – зона слива 5, которые расположены строго симметрично.

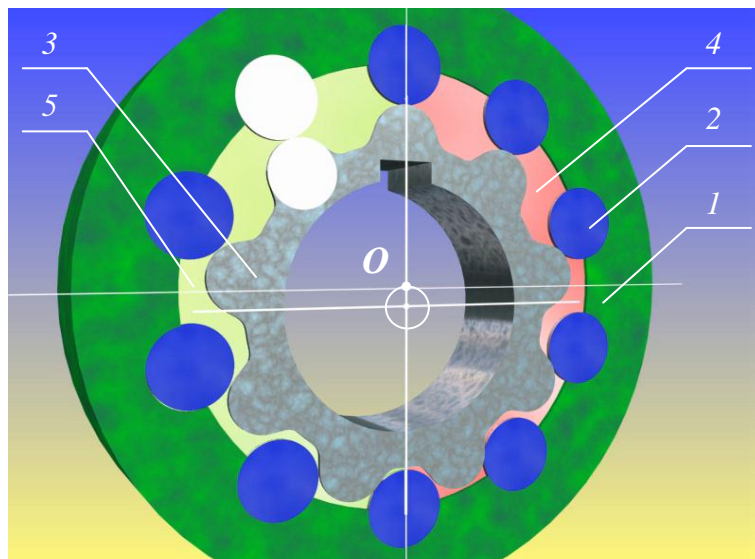


Рис. 3. Планетарное движение вытеснителей:

1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива

Двигается гидравлическое поле в сторону противоположную движению подвижного вытеснителя. За один оборот гидравлического поля подвижный вытеснитель поворачивается на один зуб. Сам подвижный вытеснитель 3 движется параллельно направляющей, по окружности, которую образывает неподвижный вытеснитель 1. Центр подвижного вытеснителя O движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение. Отсюда и произошло название этих гидромашин – планетарные (или орбитальные).

Героторное движение вытеснителей (рис. 4) применяется в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 1500...5000 об/мин.

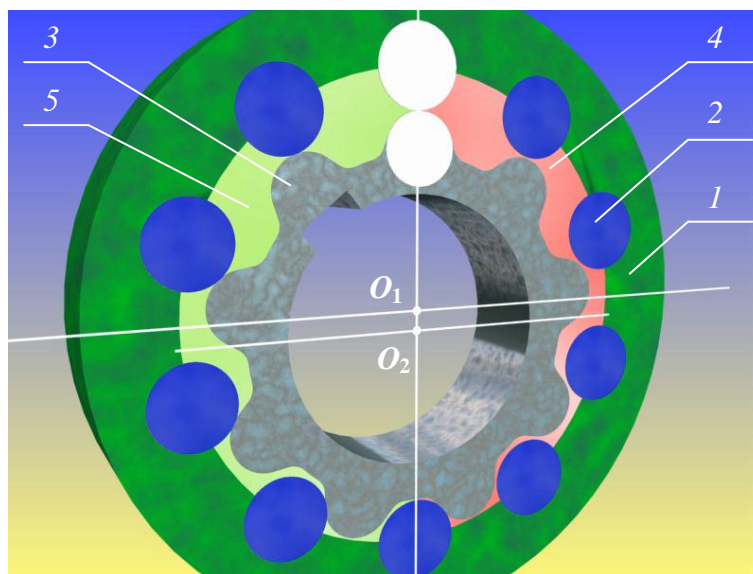


Рис. 4. Героторное движение вытеснителей:

1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива

Героторное движение представлено следующим образом (рис.4): внутри подвижного (охватывающего) вытеснителя 1 с вставными зубьями 2 (роликами) вращается внутренний (охватываемый) вытеснитель 3. Охватывающий вытеснитель 1 вращается вокруг центра O_1 , а охватываемый вытеснитель 3 - вокруг центра O_2 , т.е. каждый из вытеснителей вращается вокруг своего центра. Справа красным цветом показана зона нагнетания 4, слева желтым – зона слива 5, которые расположены строго симметрично. Гидравлическое поле в данном случае неподвижно. В этом случае охватываемый вытеснитель (внутренняя шестерня) повернется на один зуб относительно охватывающей шестерни, когда вал совершит один оборот.

По способу компенсации планетарного движения вытеснителей гидромашин делятся на четыре схемы

компенсирования:

- с помощью внешнего зубчатого зацепления;
- с помощью карданной передачи;
- с помощью дополнительного компенсирующего механизма;
- с помощью смещения вытеснителей (роторов).

Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью внешнего зубчатого зацепления (рис. 5) применяется:

- в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 40...50 об/мин;
- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 50...500 об/мин;
- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин.

Принцип работы этих гидромашин аналогичен принципу работы планетарного редуктора. Роль солнечной шестерни (рис. 5) выполняет подвижный охватываемый вытеснитель 1. Он вращается концентрично корпусу 3, который выполняет роль коронной шестерни. Движение между ними компенсирует охватывающий вытеснитель 2, выполняющий роль сателлита, который контактирует внутренним зацеплением с солнечной шестерней 1 (подвижным охватываемым вытеснителем) и внешним зацеплением связан с коронной шестерней 3 (корпусом). Этот сателлит 2 и является компенсирующим механизмом планетарного движения вытеснителей. Роль водила в этой гидромашине, как и во всех гидромашинах планетарного типа, выполняет рабочая жидкость.

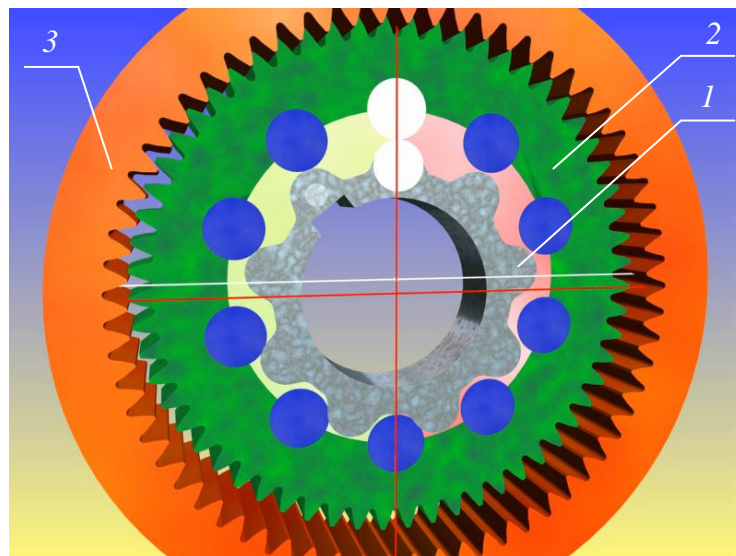


Рис. 5. Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью внешнего зубчатого зацепления:

1 – охватываемый вытеснитель (солнечная шестерня); 2 – охватывающий вытеснитель (сателлит); 3 – корпус (коронная шестерня)

Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью карданной передачи (рис. 6) применяется:

- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200...500 об/мин;
- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин.

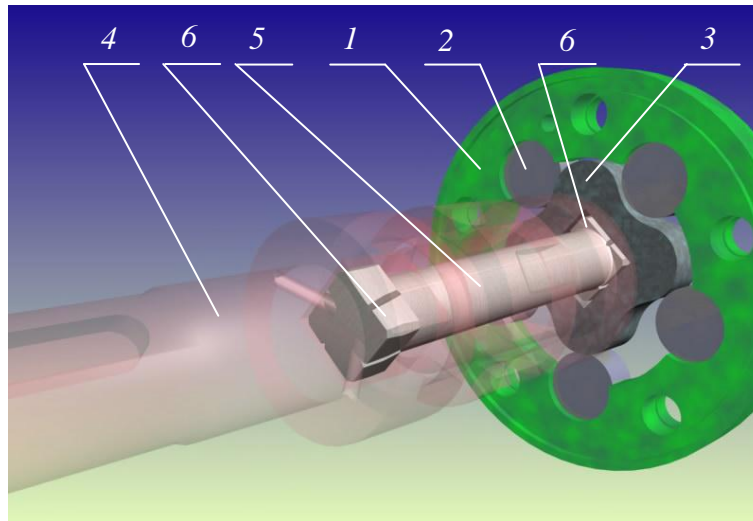


Рис. 6. Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью карданной передачи:

1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – вал; 5 – кардан; 6 – элементы квадратного сечения

Внутри неподвижного охватывающего вытеснителя 1 (рис. 6) вставленными роликами 2 вращается охватываемый (внутренний) вытеснитель 3. Охватываемый вытеснитель 3 движется внутри неподвижного охватывающего вытеснителя 1, причем центр подвижного вытеснителя движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение. Это движение может компенсироваться с помощью карданной передачи. Подвижный охватываемый вытеснитель 3 соединен с валом 4, который вращается концентрично неподвижному охватывающему вытеснителю 1. Внутри полого вала 4 находится кардан 5, выполненный в виде вала, на концах которого выполнены элементы квадратного сечения 6, позволяющие ему вращаться как внутри вала 4, так и внутри охватываемого вытеснителя 3. Кардан 5 по углу отклоняется на 5–10° от оси, что позволяет компенсировать планетарное движение внутреннего вытеснителя 3.

Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью дополнительного внешнего компенсирующего механизма (рис. 7) применяется в низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин.

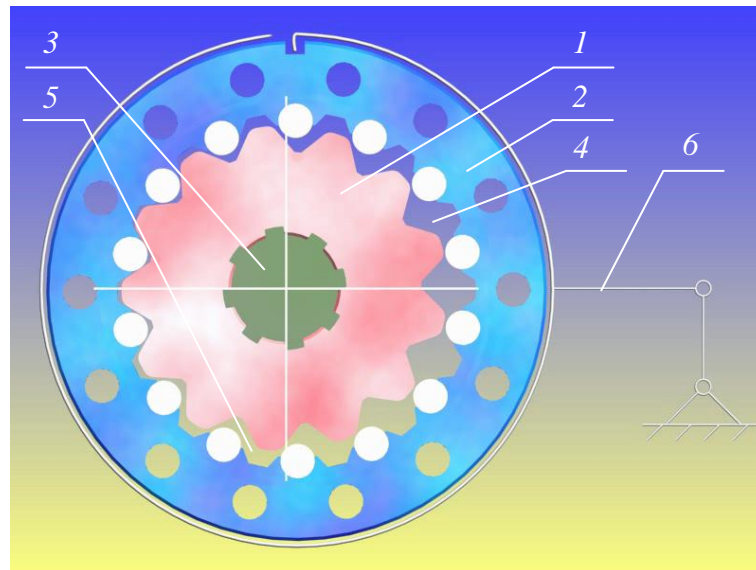


Рис. 7. Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью внешнего компенсирующего механизма:

1 – охватываемый вытеснитель (шестерня); 2 – охватывающий вытеснитель (направляющая); 3 – вал приводного устройства; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива; 6 – двухзвенный рычаг

Внутри охватывающего вытеснителя 2 (рис.7) установлен охватываемый вытеснитель 1, на который с одной стороны равномерно действует давление рабочей жидкости. Под действием этого давления охватываемый вытеснитель 2 катится внутри охватывающего вытеснителя 1. Роль водила в гидровращателе, как и во всех гидромашинах планетарного типа, выполняет рабочая жидкость. Гидравлическое поле (зона нагнетания 4 и зона слива 5), создаваемое распределительной системой в рассматриваемой гидромашине, движется параллельно поверхности охватывающего вытеснителя 2, и, следовательно, вращается. Подвижный вытеснитель 1 обкатывается по неподвижному 2, с той же скоростью, что и гидравлическое поле, поворачиваясь при этом в противоположную сторону. Подвижный вытеснитель 1 соединен с валом 3 (зеленого цвета) активного рабочего органа гидрофицируемой машины при помощи шлицевого отверстия, при этом охватывающий вытеснитель 2 (направляющая) совершает плоскопараллельные колебательные движения. Планетарное движение корпуса компенсируется с помощью двухзвенного рычага 6.

Компенсирование героторного движения (частный случай планетарного движения) вытеснителей с помощью смещения вытеснителей (роторов) (рис. 8) применяется в высокооборотных гидромашинах (героторных) с частотой вращения выходного вала 1500...5000 об/мин.

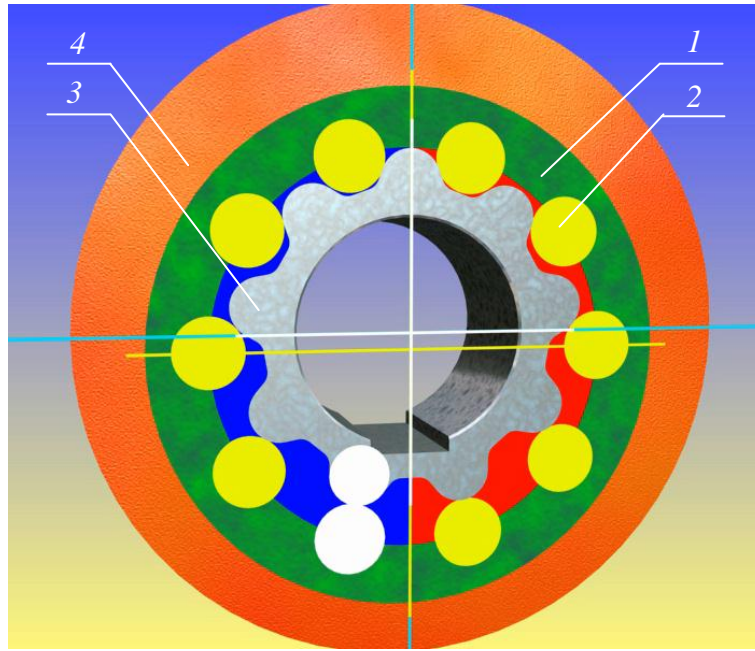


Рис. 8. Компенсирование героторного движения вытеснителей с помощью смещения вытеснителей (роторов):
1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – корпус

Подвижный (охватывающий) вытеснитель 1 (рис. 8) эксцентрично установлен в корпусе 4. Внутри подвижного (охватывающего) вытеснителя 1 со вставными зубьями 2 (роликами) вращается внутренний (охватываемый) вытеснитель 3. Центр охватываемого вытеснителя 3 расположен в центре корпуса 4, а центр охватывающего вытеснителя 2 смещен на величину эксцентриситета зубчатой пары (вытеснителей). Таким образом, охватывающий 1 и охватываемый 3 вытеснители вращаются каждый вокруг своего центра, а гидравлическое поле в данном случае неподвижно. Компенсирование героторного движения происходит за счет смещения центра охватывающего вытеснителя 1.

По способу распределения рабочей жидкости планетарные гидромашины различают:

- с торцевым распределением;
- с цапфенным распределением;
- с непосредственным распределением;
- с героторным распределением.

Торцевое распределение рабочей жидкости (рис. 9) применяется:

- в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 40...50 об/мин;
- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 50...500 об/мин;

- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...1500 об/мин.

Торцевое распределение (рис. 9) представляет собой прилегающие поверхности подвижного распределителя 2 и неподвижного золотника 1, на которых выполнены распределительные окна одинаковой формы и размера.

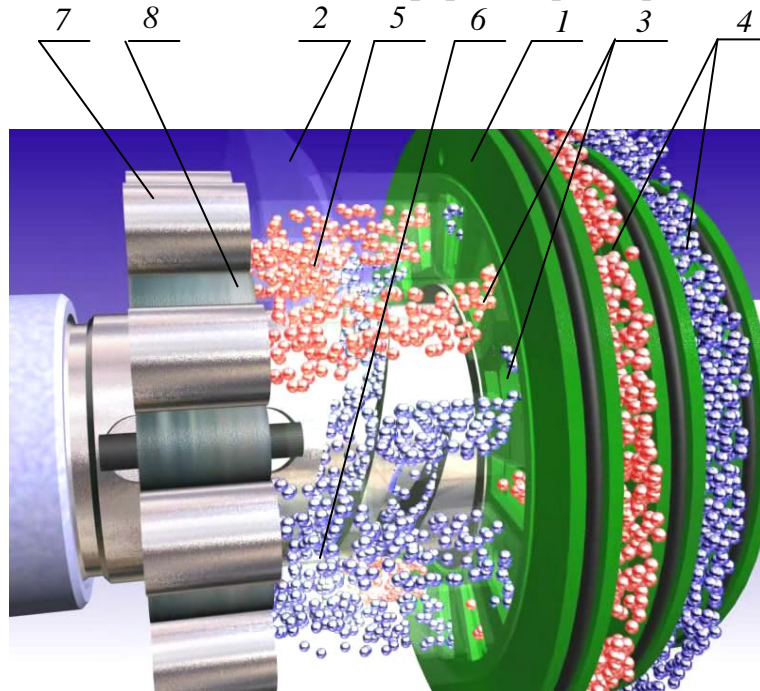


Рис. 9. Принцип работы торцевого распределения рабочей жидкости: 1 – золотник; 2 – распределитель; 3 – распределительные окна; 4 – кольцевые каналы; 5 – зона нагнетания; 6 – зона слива; 7 – охватывающий вытеснитель; 8 – охватываемый вытеснитель

Корпус гидромотора (рис. 9) изображен прозрачным, в нем есть входное отверстие, через которое подается рабочая жидкость под давлением (красный цвет) и выходное отверстие, через которое рабочая жидкость сливается (синий цвет). При работе планетарного гидромотора распределитель 2 вращается, а золотник 1 остается неподвижным. Рабочая жидкость под давлением (красный цвет) – зона нагнетания 5 движется по кольцевым каналам 4 и радиальным отверстиям, выполненным в кольцевых каналах 4 золотника 1 к окнам нагнетания 7 золотника 1, которые соединяются с распределительными окнами распределителя 2 и попадает в рабочие камеры, образованные зубчатыми поверхностями охватывающего 7 и охватываемого 8 вытеснителей, а затем при вращении распределителя зона нагнетания 5 сменяется зоной слива 6 и жидкость идет на слив, т.е. гидравлическое поле перемещается. В зависимости от фаз работы распределительной системы направление движения рабочей жидкости

по этим каналам, отверстиям и окнам меняется в ту или иную сторону, жидкость попадает в рабочие камеры или вытесняется из них.

Цапфенное распределение рабочей жидкости (рис. 10) применяется:

- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200...500 об/мин;
- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин.

Цапфенное распределенное устройство (рис. 10) представляет собой вал 6, с выполненными на нем проточками (пазами) нагнетания 4 и слива 5, который установлен в корпусе 1, с выполненными в нем радиальными 7 и торцевыми 8 отверстиями.

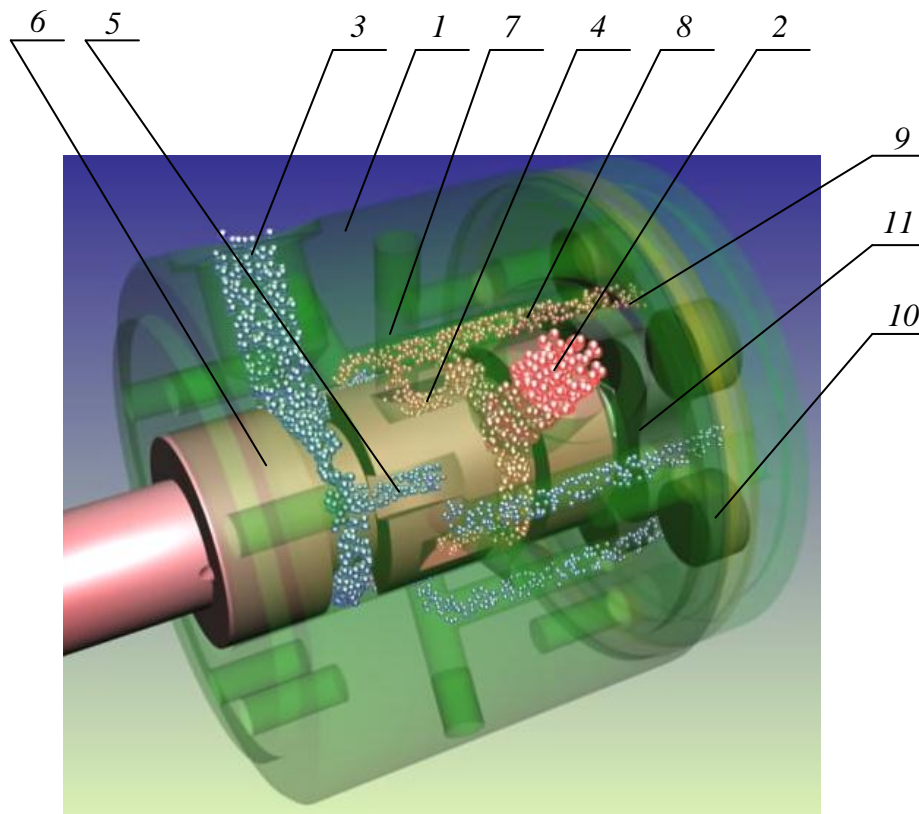


Рис. 10. Принцип работы цапфенного распределения рабочей жидкости: 1 – корпус; 2 – входное отверстие; 3 – выходное отверстие; 4 – пазы нагнетания; 5 – пазы слива; 6 – вал; 7 – радиальные отверстия; 8 – торцевые отверстия; 9 – рабочие камеры; 10 – охватывающий вытеснитель; 11 – охватываемый вытеснитель

В корпусе 1 (рис. 10) гидромотора имеется входное отверстие 2, через которое подается рабочая жидкость под давлением и выходное отверстие 3, через которое рабочая жидкость сливается. Жидкость под давление поступает в пазы нагнетания 4, выполненные на валу 6. Условимся, что вал 6 с нарезанными на нем пазы 4, 5 вращается, а

корпус 1 с отверстиями 7 - неподвижен. Далее при вращении вала 6 пазы нагнетания 4 соединяются с радиальными отверстиями 7, выполненными в корпусе 1, и рабочая жидкость попадает в них. Из радиальных отверстий 7, которые соединены с торцевыми отверстиями 8 жидкость попадает в рабочие камеры 9 (красный цвет), образованные охватывающим 10 и охватываемым 11 вытеснителями, и вытесняется из них (синий цвет). Гидравлическое поле (зона нагнетания и зона слива) движется в сторону противоположную вращению вала 6.

Непосредственное распределение рабочей жидкости (рис. 11) применяется в низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин.

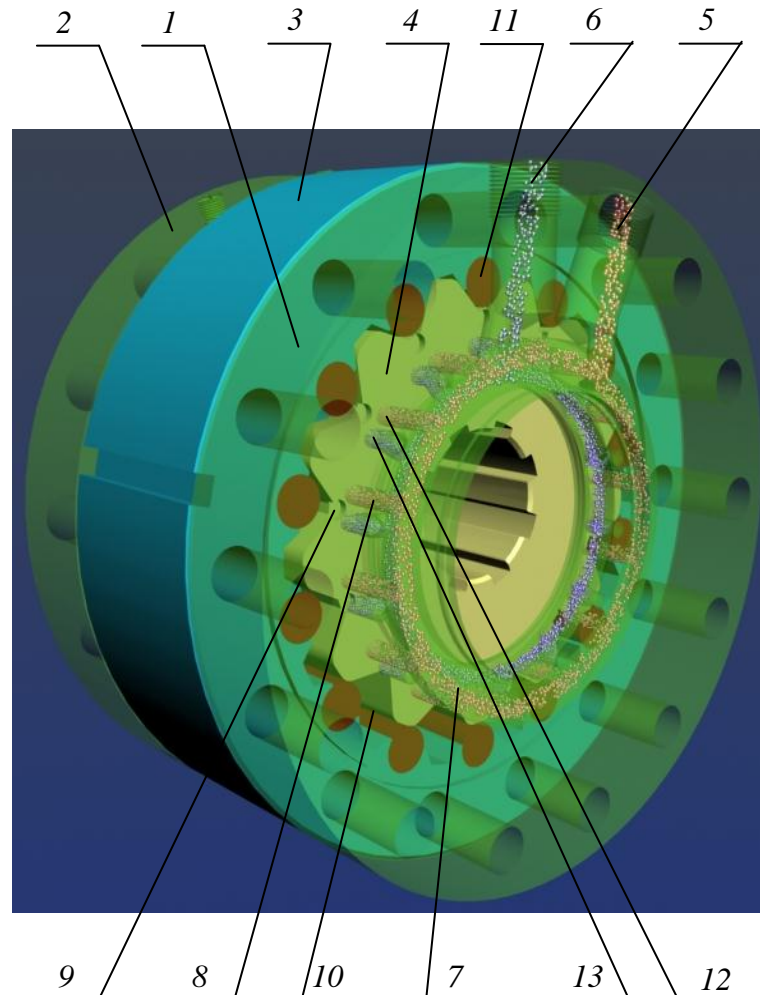


Рис. 11. Принцип работы непосредственного распределения рабочей жидкости:

- 1 – правая крышка; 2 – левая крышка; 3 – направляющая;
 4 – шестерня; 5 – входное отверстие; 6 – выходное отверстие;
 7 – кольцевой канал; 8 – аксиальные отверстия;
 9 – распределительные окна; 10 – рабочие камеры; 11 – ролики;
 12 – окна нагнетания; 13 – окна слива

Рабочая жидкость (рис. 11) под давлением подается во входное отверстие 5, а сливается через выходное отверстие 6. Из входного отверстия рабочая жидкость под давлением поступает в кольцевой канал 7, выполненный в правой крышке 1, и от него одновременно – в аксиальные отверстия 8, откуда через перепускной канал в направляющей 3, поступает в аксиальные отверстия, выполненные в левой крышке 2. Дальше жидкость через отверстия 9, выполненные на торцевых поверхностях шестерни 4, поступает в рабочие камеры 10, которые образованы внутренней поверхностью направляющей 3 (охватывающего вытеснителя) с роликами 11 и внешней поверхностью шестерни 4 (охватываемого вытеснителя). Под действием давления жидкости направляющая 3 начинает обкатываться по шестерне 4, одновременно сообщая ей вращательное движение. Характерное (плоскопараллельное с вращением) движение шестерни 4 относительно торцевых поверхностей золотникового устройства обуславливает перемещение отверстий 9, выполненных на торцевых поверхностях шестерни 4 (распределительное устройство) по торцевой поверхности крышек 1 и 2, в которых выполнены отверстия нагнетания 12 и слива 13 золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственное распределение.

Героторное распределение рабочей жидкости (рис. 12) применяется в высокооборотных гидромашинах (героторных) с частотой вращения выходного вала 500...5000 об/мин.

Рабочая жидкость (рис. 12) под давлением подается во входное отверстие 5 крышки 1, откуда поступает в серповидное окно 6, выполненное в крышке 1, а затем в рабочие камеры 9, образованные охватывающим 2 и охватываемым 4 вытеснителями. В режиме гидромотора, поступающая жидкость разжимает вытеснители 2 и 4, заставляя их вращаться. Гидравлическое поле (зона нагнетания 7 и зона слива 8) в данном случае неподвижно.

Таким образом, в зависимости от частоты вращения выходного вала, вида движения вытеснителей, способа компенсирования планетарного движения вытеснителей и способа распределения рабочей жидкости нами предложена классификация планетарных гидромашин по конструктивным особенностям (табл. 1).

Анализ таблицы 1 показывает, что в зависимости от числа оборотов планетарные гидромашин делятся на:

- низкооборотные гидромашин с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью

дополнительного внешнего компенсирующего механизма и непосредственное распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;

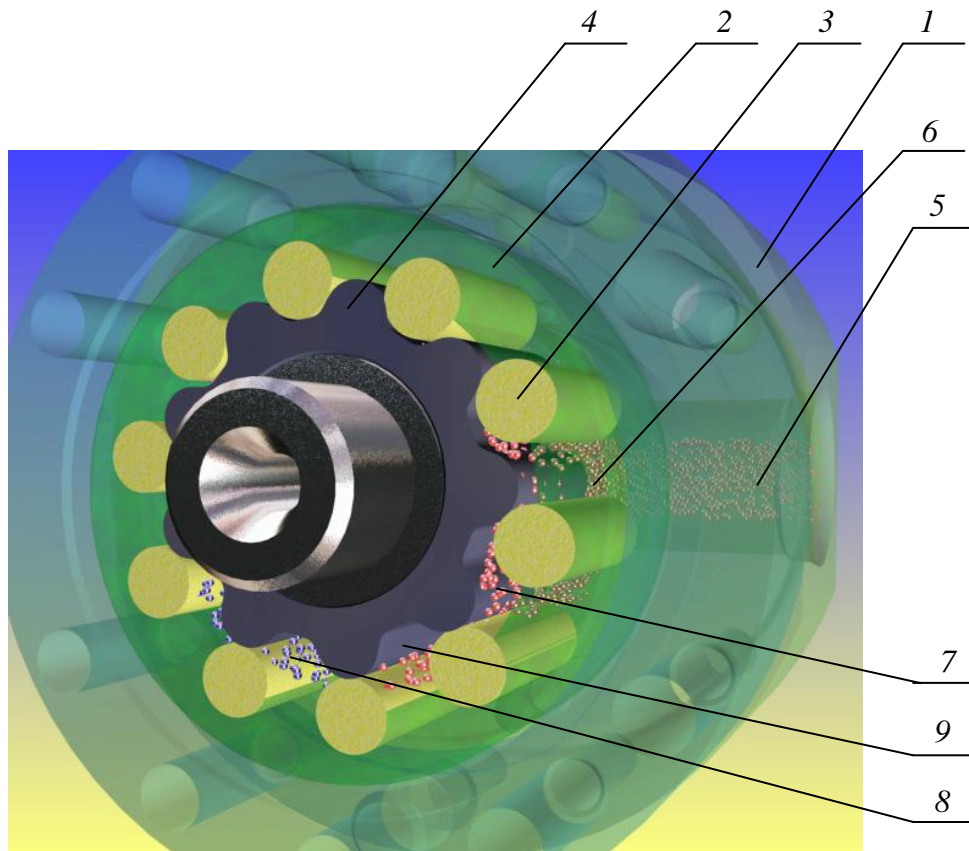


Рис. 12. Принцип работы героторного распределения рабочей жидкости:

1 – крышка; 2 – охватывающий вытеснитель; 3 – ролики; 4 – охватываемый вытеснитель; 5 – входное отверстие; 6 – серповидное окно нагнетания; 7 – зона нагнетания; 8 – зона слива; 9 – рабочие камеры

- низкооборотные гидромашины (гидровращатели) с частотой вращения выходного вала 40...50 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью внешнего зубчатого зацепления и торцевое распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;
- среднеоборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 50...500 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью внешнего зубчатого зацепления или карданной передачи и торцевое распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;

Таблиця 1

Класифікація планетарних гідромашин по конструктивним особливостям*

Наименование планетарной гидромашинны по классификатору	Номинальные параметры планетарных гидромашин			Движение вытеснителей	Компенсация движения вытеснителей	Распределение рабочей жидкости	Тип гидромашинны
	частота вращения, об/мин	расход (подача), л/мин	давление, МПа				
низко- оборотные	0,5...50	50...100	10...25	планетарное	дополнительный механизм внешнее зубчатое зацепление	непосредственное торцевое	гидромотор
	40...50	100...200					
средне- оборотные	50...500	50...200	5...25	планетарное	внешнее зубчатое зацепление; карданная передача	торцевое цапфенное	гидромотор
	200...500	50...100					
высоко- оборотные	500...1500	20...80	5...25	планетарное	внешнее зубчатое зацепление; карданная передача	торцевое цапфенное	гидромотор; гидронасос
	500...2500	20...80					
	1500...5000	20...200					

* Класифікація планетарних гідромашин складена на базі технічних характеристик існуючих гідромашин, а також на основі дослідницьких і конструкторських робіт, виконаних на кафедрі «Мобільні енергетичні засоби» Таврицького державного аграрно-технологічного університету.

- среднеоборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 200...500 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью внешнего зубчатого зацепления или карданной передачи и цапфенное распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;
- высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 500...1500 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью внешнего зубчатого зацепления или карданной передачи и торцевое распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;
- высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 1500...5000 об/мин, имеющие героторное движение (частный случай планетарного движения) вытеснителей, которое компенсируется с помощью смещения вытеснителей (роторов) и героторное распределение рабочей жидкости и используются, как в качестве гидромотора, так и в качестве насоса.

В зависимости от вида движения вытеснителей (табл. 1) планетарные гидромашины делятся на:

- планетарные низко-, средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 0,5...2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью дополнительного внешнего компенсирующего механизма, внешнего зубчатого зацепления и карданной передачи. В этих гидромашинах может применяться непосредственное, торцевое и цапфенное распределение рабочей жидкости; используются они в качестве гидромотора;
- героторные высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 1500...2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью смещения роторов. В этих гидромашинах может применяться героторное распределение рабочей жидкости; используются они, как в качестве гидромотора, так и в качестве насоса.

В зависимости от способа компенсирования планетарного

движения вытеснителей (табл. 1) гидромашины могут быть:

- с дополнительным внешним компенсирующим механизмом – это низкооборотные планетарные гидромашины (гидровращатели) с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин и непосредственным распределением рабочей жидкости, применяющиеся в качестве гидромотора;
- с внешним зубчатым зацеплением – это низко-, средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 40...2500 об/мин с торцевым распределением рабочей жидкости, применяющиеся в качестве гидромотора;
- с карданной передачей – это низко-, средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 50...2500 об/мин с торцевым или цапфенным распределением рабочей жидкости, применяющиеся в качестве гидромотора;
- со смещением роторов – это высокооборотные героторные гидромашины с частотой вращения выходного вала 1500...5000 об/мин с героторным распределением рабочей жидкости, применяющиеся, как в качестве гидромотора, так и в качестве насоса.

В зависимости от способа распределения рабочей жидкости (табл. 1) планетарные гидромашины могут быть:

- с непосредственным распределением рабочей жидкости – это низкооборотные гидромашины (гидровращатели) с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин, дополнительным внешним компенсирующим механизмом планетарного движения, применяющиеся в качестве гидромотора;
- с торцевым распределением рабочей жидкости – это низко-, средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 40...2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью внешнего зубчатого зацепления и карданной передачи, применяющиеся в качестве гидромотора;
- с цапфенным распределением рабочей жидкости – это средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 200...2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью карданной передачи, применяющиеся в качестве гидромотора;
- с героторным распределением рабочей жидкости – это высокооборотные (героторные) гидромашины с частотой вращения выходного вала 1500...5000 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью смещения роторов, применяющиеся, как в качестве гидромотора, так и в качестве насоса.

Таким образом, можно заключить, что подготовленное к серийному производству семейство унифицированных рядов планетарных гидромоторов (рис. 1), с планетарным движением вытеснителей, компенсирование движения которых осуществляется с помощью внешнего зубчатого зацепления и с торцевым распределением рабочей жидкости, только частично закрывает необходимый ряд низко-, средне- и высокооборотных планетарных гидромашин, то гидромашин мощностью от 1 до 3 кВт (рис. 2, а); гидромашин с очень низкими (от 0,5 об/мин) частотами вращения (гидровращатели) (рис. 2, б) и героторные гидромашин с очень большими (до 5000 об/мин) частотами вращения (рис. 2, в) требуют проведения комплексных исследований в области разработки методов расчета, проектирования, изготовления, испытания и эксплуатации.

Выводы. В результате проведенного анализа конструкций планетарных гидромашин разработана классификация гидромашин в зависимости от их основных конструктивных особенностей: частоты вращения выходного вала, вида движения вытеснителей, способа компенсирования планетарного движения вытеснителей и способа распределения рабочей жидкости.

Литература

1. Волошина А.А. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки / А.І. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотарев, Д.С. Тітов // Промислова гідроліка і пневматика. – 2003. – №1. – С. 71–74.
2. Панченко А.І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / А.І. Панченко // Техніка АПК. – 2006. – №3. – С. 11–13.
3. Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Промислова гідроліка і пневматика. – №3(29). – 2010. – С. 57–69.
4. Деклараційний патент 37457А Україна F04C1/08. Гідравлічна машина з циклоїдальним внутрішнім зачепленням / А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, С.В. Кюрчев, Д.С. Тітов, О.С. Крутіков // Заявл. 05.02.1999; Опубл. 15.05.2001, Бюл. №4. – 5 с.
5. Деклараційний патент 37477А Україна F04C2/08. Планетарно-роторний гідромотор / А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, О.А. Іщенко, І.І. Мілаєва, О.Ю. Золоторьов // Заявл. 05.02.1999; Опубл. 15.05.2001, Бюл. № 4. – 6 с.
6. Деклараційний патент 37478А Україна F04C2/08. Планетарно-роторний гідромотор / А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина,

П.В. Оберніхін, А.М. Бондар // Заявл.05.02.1999; Опубл.15.05.2001, Бюл. № 4. – 6 с.

**КЛАСИФІКАЦІЯ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН,
ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ У СИЛОВИХ ГІДРОПРИВОДАХ
МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ**

Волошина А.А.

Анотація – роботу присвячено розробці класифікації планетарних гідромашин, що враховує їхні основні конструктивні особливості: вид руху витискувачів, спосіб компенсування руху витискувачів і спосіб розподілу робочої рідини.

**CLASSIFICATION OF PLANETARY HYDRAULIC
MACHINES USED IN VEHICLE HYDRAULIC**

A. Voloshina

Summary

The work is devoted to planetary hydraulic machine classification which takes main design parameters into account: type of displacer movement, mode of planetary displacer movement compensation and working fluid distribution.

УДК 621.43

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВА ПРИ РОЗРАХУНКУ ЦИКЛУ ДИЗЕЛЯ, ЩО СПОЖИВАЄ СУМІШ ДИЗЕЛЬНОГО І БІОЛОГІЧНОГО ПАЛИВ

Болтянський О.В., к.т.н.,

Зуєв О.О., к.т.н.,

Стефановський О.Б., к.т.н.,

Кольцов М.П., к.с.г.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – на базі відомостей про фізичні властивості сумішей дизельного і біологічних палив запропоновано методику розрахунку параметрів палива, що застосовуються при спрощеному розрахунку робочого циклу дизелів.

Ключові слова – паливо, дизель, суміш палив, густина.

Постановка проблеми. Конструкції й робочі процеси сучасних автотракторних дизелів стали дозволяти використовувати в них не тільки традиційне дизельне паливо (ДП), але й біологічні палива (звичайно рослинні олії або їхні похідні), а також суміші дизельного палива з біологічними.

У практиці навчального процесу аграрного вузу використовується методика спрощеного розрахунку робочого циклу дизеля, дотепер орієнтована на використання тільки традиційного ДП [1]. Його параметри, що впливають на результати розрахунку циклу, це нижча теплота згоряння палива $Q_{н,ДП}$ (Дж/г) і вміст різних хімічних елементів у паливі по масі ($C_{ДП}$ – вуглецю й $H_{ДП}$ – водню; наявністю кисню ($O_{ДП}$) і сірки ($S_{ДП}$) звичайно зневажається).

Для випадку використання в дизелі чистого біологічного палива (БП) дана методика не вимагає коректування – потрібно лише замінити перераховані вище значення параметрів палива, але все ж таки, в типових моделях дизелів безпечніше використовувати суміші ДП і БП. А для цього випадку методика [1] уже вимагає коректування, тому що потрібно визначити параметри суміші палив: нижчу теплоту згоряння $Q_{н,см}$ і вміст різних хімічних елементів у суміші палив по масі ($C_{см}$, $H_{см}$, $O_{см}$).

Аналіз останніх досліджень. Хоча в монографії І.П. Васильєва [2] наведено багато формул для розрахунку різних параметрів і

показників як палив, так і двигуна, а також відомостей про властивості БП та сумішей ДП і БП, у ній немає готового рішення поставленого вище питання[1].

Мета роботи. На базі матеріалу монографії [2] запропонувати методику розрахунку параметрів суміші ДП і БП, використовуваних у спрощеному розрахунку робочого циклу дизеля.

Основна частина. За І.П. Васильєвим припустимо, що ДП і БП змішуються за об'ємом. Тоді ключова проблема в розрахунку перерахованих вище параметрів суміші палив – це розрахункове визначення густини суміші $\rho_{см}$ (без проведення експерименту) за відомим значенням густини ДП і БП ($\rho_{ДП}$, $\rho_{БП}$) і вмісту різних хімічних елементів у цих паливах по масі. Відносно цих параметрів ДП і БП, докладна інформація наведена в монографії [2] і інших джерелах. Густина палив визначається при температурі 20°C.

Хоча можна було б установити параметри залежностей $\rho_{см}$ від вмісту БП у суміші за об'ємом ($c_{об,БП}$), доцільніше спочатку перевірити, яка залежність є між відносною зміною густини суміші (стосовно величини $\rho_{ДП}$) і величиною $c_{об,БП}$. У такому випадку, шукана залежність буде позбавлена коефіцієнтів, що мають неединичну розмірність.

Для відшукання цієї залежності використовувалися дослідні дані, наведені І.П. Васильєвим [2] для сумішей ДП із естером соєвого масла (ЕСМ; в [2] позначений «БИО ЭСТ») і рядом рослинних олій – соняшниковим, кукурудзяним, рапсовим, гірчичним, соєвим та ін. На рис. 1 наведений графік залежності відносної зміни густини суміші $\Delta\rho_{см}/\rho_{ДП}$ від вмісту БП у суміші по об'ємі.

Видно, що з достатньою точністю приватні залежності $\Delta\rho_{см}/\rho_{ДП}$ від $c_{об,БП}$ можна апроксимувати прямими, що йдуть через початок координат (виключенням є залежність для суміші ДП із соєвим маслом). Більше того, для сумішей ДП із рослинними оліями, практично є справедливою наближена загальна залежність. Для сумішей ДП із ЕСМ і скипидаром є окремі залежності, з меншими кутовими коефіцієнтами. Кутові коефіцієнти $k_{р,БП}$ цих залежностей знайдені на ЕОМ за допомогою відомого методу найменших квадратів і наведені в табл. 1. Швидше за все, величина $k_{р,БП}$ залежить від густини БП.

Таблиця 1

Кутові коефіцієнти залежностей $\Delta\rho_{см}/\rho_{ДП}$ від $c_{об,БП}$

Найменування БП	Кутовий коефіцієнт $k_{р,БП}$
Рослинні олії	0,101
ЕСМ	0,065
Скипідар	0,038

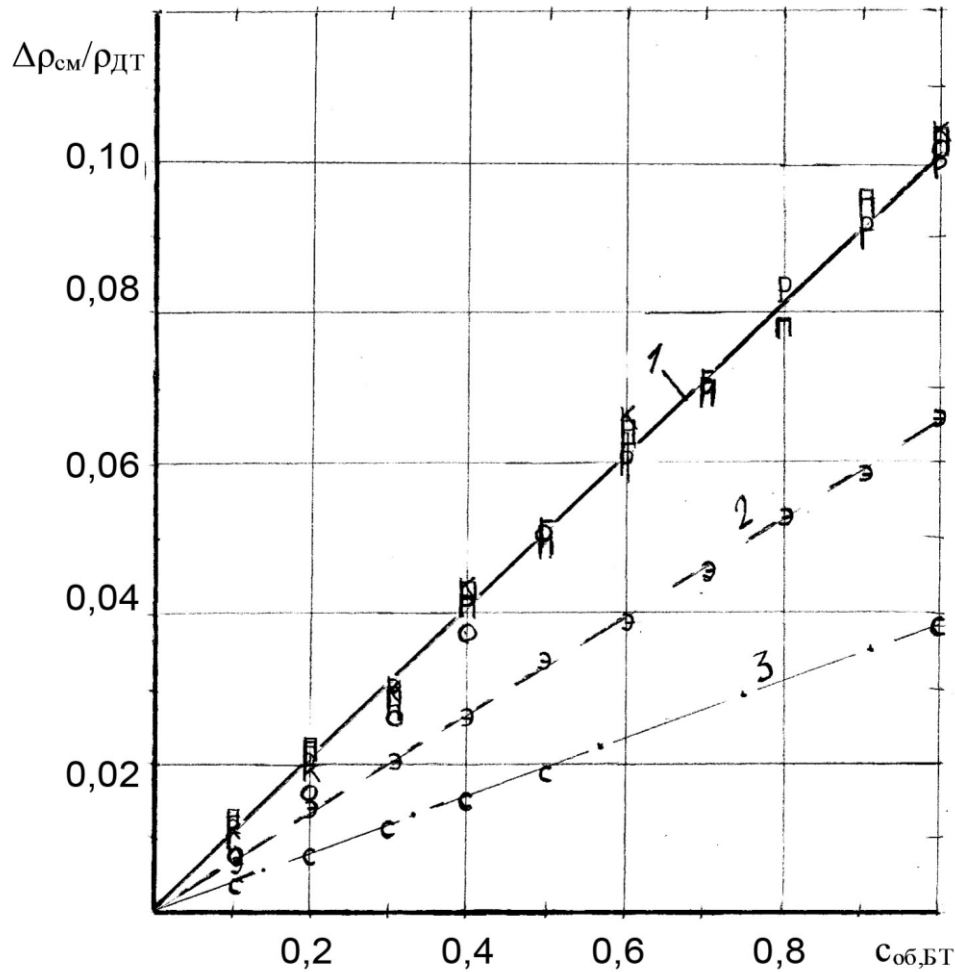


Рис. 1 Залежність відносної зміни густини суміші ДП і БП від змісту БП у суміші по об'єму:

1- суміші ДП з рослинними оліями (точки г, к, о, п, р),

2- ЕСМ (точки э), 3- скіпідаром (точки с)

Середньоквадратична погрішність апроксимації реальних залежностей $\Delta\rho_{см}/\rho_{ДП}$ від $c_{об,БП}$ прямо-пропорційними невелика й не перевищує 5% (для сукупності рослинних олій). У той же час, ця погрішність розрахунку густини суміші ДП і БП, за допомогою формули

$$\rho_{см} = \rho_{ДП}(1 + k_{р,БП} c_{об,БП}), \quad (1)$$

набагато нижче й не перевищує 0,5%. Відносна погрішність розрахунку густини суміші по (1), для сукупності рослинних олій, не перевищує 1%, а для часткових залежностей (суміші ДП з ЕСМ і

скіпідаром) ще набагато нижче. Тому формулу (1) можна використовувати для розрахунку густини суміші ДП і БП.

Знаючи її, легко визначити параметри суміші палив, використовувані в розрахунку циклу дизелі:

- масові частки БП і ДП у суміші палив,

$$c_{m,БП} = c_{об,БП} \rho_{БП} / \rho_{см}; \quad c_{m,ДП} = 1 - c_{m,БП}; \quad (2; 3)$$

- вміст даного хімічного елемента (X) у суміші по масі,

$$X_{см} = X_{БП} c_{m,БП} + X_{ДП} c_{m,ДП}; \quad (4)$$

- нижчу теплоту згоряння суміші палив [2]

$$Q_{н,див} = Q_{н,БП} c_{m,БП} + Q_{н,ДП} c_{m,ДП}. \quad (5)$$

Тим самим, стає можливим використання методики [1]. Попередньо можна прийняти для навчальних розрахунків, що вид палива істотно не впливає на середні показники політроп і інші відносні показники робочого циклу. Це допущення підтверджене аналізом експериментальних індикаторних діаграм (ІД) дизеля Cummins N14-410 (6ЧН 14/15,2), що роботає при частоті обертання $n = 1200$ і 1800 1/хв на ДП №2, його сумішах з різними БП і сумішах БП, у тому числі етанолу [3].

На рис. 2 показані вихідні й лінеаризовані ІД цього дизеля на ділянці процесу розширення (для $n = 1800$ 1/хв). Дизель працює на ДП №2 (суцільна лінія) і на суміші двох БП (65% methyl tallowate і 35% етанолу – переривчаста лінія). Нахил лінеаризованих ділянок кривих розширення відповідає локальній (для кута повороту кривошипа $\varphi = 40-150$ град) величині показника політропи розширення n_2^* , рівної близько 1,26 для ДП №2 і близько 1,32 для суміші БП. Відносне підвищення тиску при згорянні λ^* (відношення максимального тиску до тиску при $\varphi = 0$), відповідно, дорівнює близько 1,05 і 1,07. При роботі дизеля з $n = 1200$ 1/хв на тих же паливах, також виявилися досить близькими значення n_2^* (відповідно близько 1,18 і 1,20) і λ^* (1,21 і 1,18). Як видно на рис.2, помітно відрізняються тільки значення максимального тиску, які вище при використанні ДП №2 приблизно на 10%.

Для обліку впливу властивостей БП на хід згоряння, необхідно використовувати більше складні методи моделювання робочих циклів.

Висновки. На основі експериментальних даних І.П. Васильєва про суміші ДП і БП [2], отримані залежності, що дозволяють

визначити густину суміші ДП і БП та інші її параметри, використовувані в спрощеному розрахунку циклу дизеля.

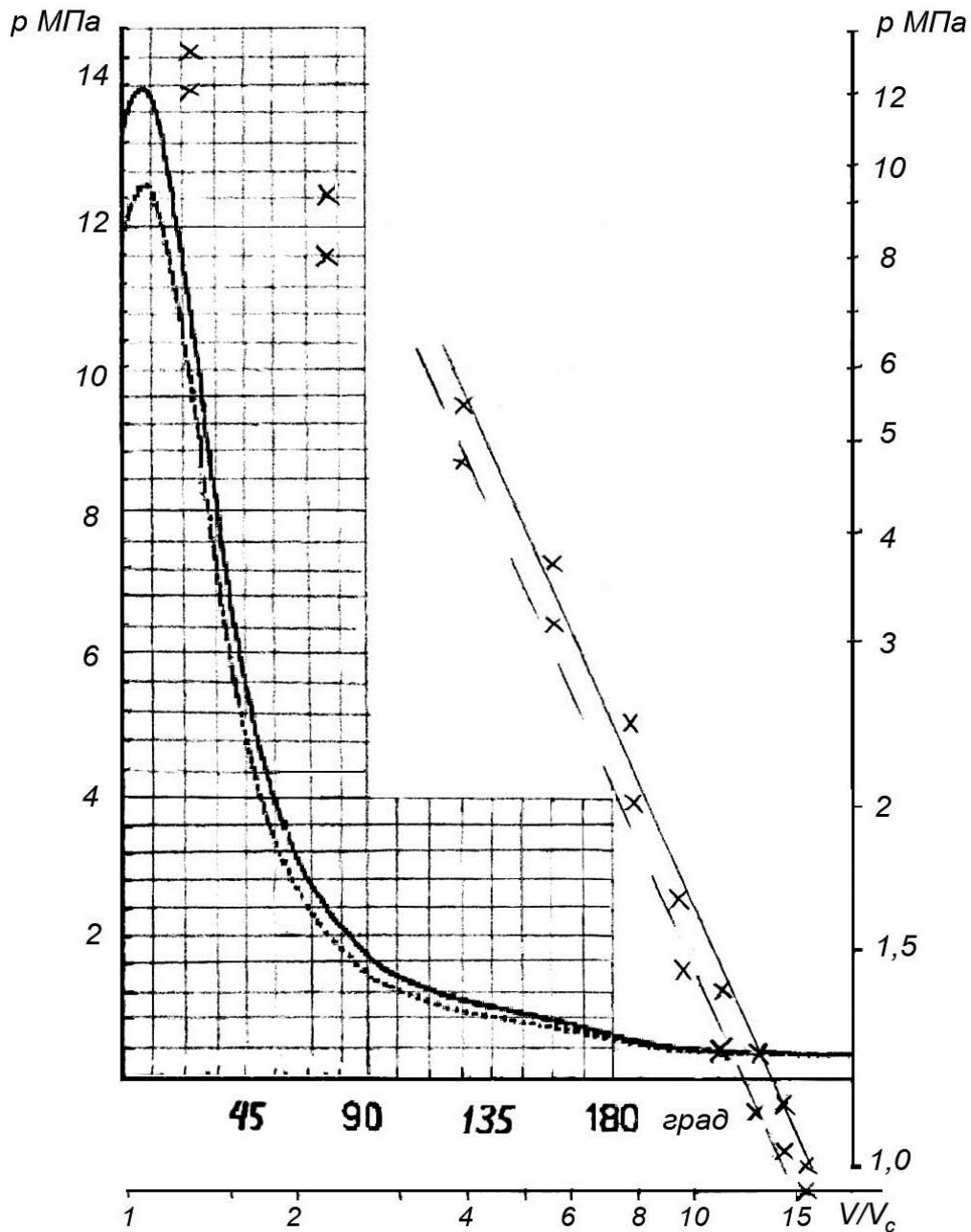


Рис. 2 Криві розширення заряду при роботі дизеля 6ЧН 14/15,2 ($n = 1800$ 1/хв) на ДП №2 (суцільна лінія) і суміші двох БП (переривчаста лінія) (за даними Алі й ін. [3])

Що стосується значень середніх показників політроп і інших відносних показників, використовуваних у спрощеному розрахунку робочого циклу [1], то впливом властивостей палива на них доцільно зневажити.

Література

1. *Стефановський О.Б.* Розрахунок робочого циклу і показників тракторного двигуна. Розрахунково-графічна робота: Метод. вказівки / *О.Б. Стефановський, І.І. Мілаєва, П.В. Оберніхін.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2007. – 16 с.
2. *Васильев И.П.* Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля: монография / *И.П. Васильев.* – Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2009. – 240 с.
3. *Ali Y.* In-Cylinder Pressure Characteristics of a CI Engine Using Blends of Diesel Fuel and Methyl Esters of Beef Tallow / *Y. Ali [et al.].* – University of Nebraska-Lincoln. – S. a. – Journal Series Number 11072. – 26 p.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВА ПРИ РАСЧЕТЕ
ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ, ПОТРЕБЛЯЮЩЕГО СМЕСЬ ДИЗЕЛЬНОГО
И БИОЛОГИЧНОГО ТОПЛИВ**

Болтянский О.В., Зуев А.А., Стефановский А.Б., Кольцов М.П.

Аннотация – на базе сведений о физических свойствах смесей дизельного и биологических топлив предложена методика расчета параметров топлива, которое используется при упрощенном расчете рабочего цикла дизелей.

**DETERMINATION OF PARAMETERS OF FUEL AT
CALCULATION OF THE CYCLE OF A DIESEL ENGINE
BURNING THE MIXTURE OF DIESEL AND BIOLOGICAL
FUELS**

O. Boltyanskiy, A. Zuev, A. Stefanovskiy, M. Koltsov

Summary

Technique of the calculation of parameters of fuel used at the simplified calculation of the diesel engine operating cycle is proposed on basis of the evidence on physical properties of mixtures of diesel and biological fuels.

УДК 629.331.5

ОСОБЕННОСТИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ ФИРМЫ RENAULT

Стефановский А.Б., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – рассмотрен перспективный типаж электромобилей фирмы Renault ("Рено", Франция); показана возможность построить трактор с электроприводом на базе агрегатов такого электромобиля.

Ключевые слова – электромобиль, типаж, трактор.

Постановка проблемы. В результате автомобилизации, во многих городах мира ухудшилось состояние атмосферы, выросла заболеваемость и дорожный травматизм людей. Национальные транспортные системы стали очень зависимы от состояния рынка нефти и нефтепродуктов. Такая же зависимость распространилась на агропромышленные комплексы развитых стран.

Анализ последних исследований. Для ослабления ряда перечисленных проблем, фирмой "Рено" (входящей в альянс с японской фирмой "Ниссан") разработан перспективный типаж электромобилей, включивший четыре модели. Их прототипы демонстрировались на международной выставке во Франкфурте (ФРГ) в 2009 г. [1]. Предусмотрено постепенное начало серийного их производства, начиная с середины 2011 г. Поставлены задачи - уравнивать расходы покупателей электромобиля и дизельного автомобиля; удешевить вдвое производство электромобилей, по сравнению с конкурирующими фирмами. Конечная цель фирмы "Рено" - занять 20% всемирного рынка электромобилей к 2020 г.

Учитывая важность сельского хозяйства для жизни людей и нынешнюю зависимость его от нефтяных топлив, можно лишь сожалеть, что фирма "Рено" не сделала попытку разработать трактор с электроприводом.

Цель работы – рассмотреть основные особенности электромобилей, входящих в данный типаж, и исследовать возможность построить трактор с электроприводом на базе агрегатов одного из этих электромобилей.

Основная часть. В перспективный типаж электромобилей, разработанный фирмой "Рено", входят четыре модели: грузопассажирский Kangoo, двухместный городской Twizy и два седана - 4-местный Fluence и 5-местный Zoe (рис.1).

Согласно договору с компанией Better Place, через четыре года в Дании и Израиле будут эксплуатироваться 100 тыс. электромобилей Fluence, а во Франции - 100 тыс. грузопассажирских Kangoo.



Рис. 1. Перспективные модели электромобилей фирмы "Рено" [1]

В качестве экономического стимула к покупке электромобилей, во Франции предоставляется субсидия в размере 4 тыс. долларов США (около 3,1 тыс. евро). Альянсом "Рено"- "Ниссан" планируется лизинг (аренда) тяговых аккумуляторных батарей (ТАБ) новых электромобилей; ежемесячная плата составляет 142 доллара США (около 110 евро). Таким образом, ТАБ не будет продаваться владельцу электромобиля, а будет предоставляться в пользование на условиях лизинга. Считается, что тем самым этот владелец будет меньше беспокоиться о своих убытках при отказе ТАБ, а значит, охотнее купит электромобиль. За ускоренные заряды ТАБ, вместо постепенных, на владельца будет налагаться штраф, так как ускоренный заряд (в течение 20-30 мин при напряжении 400 В) приводит к снижению срока службы ТАБ. Предполагается, что при дефиците времени на постепенный заряд ТАБ, будет возможно просто обменять разряженную ТАБ на заряженную с помощью станций обмена, организованных компанией Better Place.

Технические параметры перспективных электромобилей фирмы "Рено" следующие. Модели Kangoo, Fluence и Zoe снабжены одинаковыми силовыми агрегатами, включающими литий-ионную ТАБ и электродвигатель с мощностью 70 кВт и крутящим моментом 226 Н*м. Максимальная скорость Kangoo 130 км/ч, дальность хода 160 км; для седанов предполагается скорость до 140 км/ч. Электромобили Kangoo будут выпускаться на заводе в Mauberge (Франция) вместе с обычными автомобилями Kangoo. Электромобили Fluence будут выпускаться на заводе в Bursa (Турция) вместе с обычными автомобилями Fluence. Наконец, электромобили Zoe будут выпускаться на заводе во Flins (Франция) вместе с обычными автомобилями Clio, на базе их агрегатов. Поэтому расчеты фирмы "Рено" на существенное удешевление

производства электромобилей оправданы, благодаря значительной унификации их с автомобилями-аналогами.

Модель Twizy, не имеющая серийно выпускаемого аналога - обычного автомобиля, снабжена электродвигателем с мощностью около 15 кВт и крутящим моментом 70 Н*м, развивает скорость до 75 км/ч и имеет дальность хода 100 км. Эту модель планируется выпускать с конца 2011 г. на заводе в Valladolid (Испания).

Ниже сделана оценка возможности создания трактора с электроприводом, на базе электродвигателя с мощностью 70 кВт и крутящим моментом 226 Н*м, используемого в трёх моделях перспективных электромобилей. (Ввиду отсутствия подробных сведений о соответствующей ТАБ, предполагается, что в случае нехватки заряда ТАБ для дневной работы трактора, разряженную ТАБ можно будет быстро заменить на заряженную.)

Основным отличием трактора от автомобиля, с точки зрения транспортной работы, можно считать "перевернутое" соотношение скорости движения и силы тяги, обеспечиваемое за счет повышенных передаточных чисел в трансмиссии трактора. Ориентировочно можно принять, что сила тяги предполагаемого трактора с электроприводом должна соответствовать одному из тяговых классов, например 0,6; 0,9 или 1,4. Таким образом, эта сила может иметь номинальное значение $P_{крн}$ около 6, 9 или 14 кН. Остается пересчитать её в крутящий момент на ведущих колесах трактора ($M_{кр(вед)}$), сравнить последний с крутящим моментом электродвигателя ($M_{кр(эд)} = 226 \text{ Н*м}$) и оценить возможное передаточное число трансмиссии.

Если, в первом приближении, пренебречь сопротивлением передвигению трактора по полю, то для пересчета силы тяги в $M_{кр(вед)}$ достаточно задать эффективный радиус ведущего колеса $r_{вед}$. Пусть используются ведущие колеса с шинами 15,5R38, имеющими внешний диаметр 1600 мм [2], тогда их эффективный радиус $r_{вед} \approx 0,75 \text{ м}$ (с учётом деформации). Тогда, например для $P_{крн} = 6000 \text{ Н}$

$$M_{кр(вед)} \approx P_{крн} r_{вед} = 6000 * 0,75 = 4500 \text{ Н*м}.$$

Поэтому передаточное число $i_{пр}$ трансмиссии трактора, найденное по кратности изменения крутящего момента, составит

$$i_{пр} = M_{кр(вед)} / (M_{кр(эд)} \eta_{пр}) = 4500 / (226 * 0,9) \approx 22,$$

где $\eta_{пр}$ - общий коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии и движителя; принят ориентировочно 0,9.

Для сравнения, у трактора Т-25А соотношение частот вращения вала дизеля (1800 1/мин) и ведущих колес (66 1/мин на 5-й передаче) [3] составляет $1800/66 \approx 27$, т.е. получилось качественное сходство передаточных чисел трансмиссий у предполагаемого и реального тракторов. Недостаток сведений о характеристиках электродвигателя электромобиля фирмы «Рено» не позволяет проанализировать тяговую характеристику предполагаемого трактора.

Видно, что электродвигатель электромобиля (который намного мощнее, чем дизель реального трактора класса 0,6) на тракторе будет недогружен по мощности. Для легковых автомобилей вообще характерна значительная недогрузка поршневых двигателей по мощности, приводящая к ухудшению экономичности (т.е., к повышению удельного выброса парниковых газов). Электропривод мобильной машины позволяет в значительной степени снять данный недостаток и устранить токсичный выхлоп её двигателя. (Примечательно, что как во Франции, так и в Украине большая роль отводится развитию атомной энергетики, как основы электрификации народного хозяйства.)

Выводы. Несмотря на всю упрощённость выполненного анализа, можно считать, что небольшой трактор (с тяговым классом не более 0,6) на базе агрегатов перспективного электромобиля фирмы "Рено" (например, модели Kangoo) и соответствующего реального трактора (например, модели Т-25А) вполне осуществим.

Литература

1. *Simister J.* Priority report / *J. Simister* // Electric & Hybrid Technology International. – July 2010. – P. 46–50.
2. *Водяник І.І.* Довідник по шинах сільськогосподарської техніки / *І.І. Водяник.* – К.: Урожай, 1992. – 208 с.
3. Тяговые характеристики сельскохозяйственных тракторов: Альбом-справочник. – М.: Россельхозиздат, 1979. – 240 с.

ОСОБЛИВОСТІ ПЕРСПЕКТИВНИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ ФІРМИ RENAULT

О.Б. Стефановський

Анотація – розглянутий перспективний типаж електромобілів фірми Renault (Франція); показана можливість побудувати трактор з електроприводом на базі агрегатів такого електромобіля.

PECULIARITIES OF PERSPECTIVE ELECTRIC VEHICLES PROPOSED BY RENAULT

A. Stefanovskiy

Summary

The perspective set of electric vehicles proposed by Renault (France) is considered. A possibility to construct an electrically driven tractor based on assemblies of such electric vehicle is shown.

УДК 631.37

АНАЛІЗ МЕТОДИК ВИЗНАЧЕННЯ ГЛИБИНИ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ КОЛІЇ У ВИПАДКУ ЇЇ ПРОКЛАДАННЯ НА ГРУНТІ КОЛЕСАМИ ЕНЕРГОЗАСОБУ

Кувачов В.П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел./факс (0619) 42-12-65;

e-mail: kuvachoff@mail.ru

Анотація – робота присвячена визначенню глибини сліду на ґрунті після проходу енергозасобу. Представлено результати оцінки глибини колії після проходу трактору серії ХТЗ-160.

Ключові слова – колійна технологія землеробства, постійна технологічна колія, глибина сліду, орно-просапний трактор ХТЗ.

Постановка проблеми. Більш реальним ефектом, одержуваним уже на першому році впровадження системи землеробства з постійною колією, є зниження витрат виробництва продукції. У першу чергу це відбувається за рахунок менших витрат енергії машинно-тракторним агрегатом (МТА), оскільки рух слідами технологічної колії однозначно характеризується як ростом тягово-зчіпних якостей енергетичного засобу, так і значним зниженням опору на його перекочування.

Аналіз останніх досліджень. З результатів досліджень, проведених в Австралії [1], випливає, що щільність ґрунту в зоні доріжок технологічної колії приблизно в 5 разів вища, ніж щільність ґрунту агрофону. В результаті тяговий коефіцієнт корисної дії (ККД) трактора зростає не менш, ніж на 8%, а витрати палива зменшуються на 11%. Аналогічні результати отримані у ПФ ІМЕСГ УАН [1]. Агрегат, ширина захвату якого була рівною 12,6 м, складався з енергетичного засобу МЭС-200, зчіпки СН-75, центрального культиватора КРН-8,4 і двох бічних культиваторів під умовною маркою КРН-2,1. Твердість ґрунту слідів технологічної колії була більшою в 3,56 рази порівняно з коліями, що утворював агрегат на розпушеному ґрунті [4]. Якщо при переміщенні енергетичного засобу по розпушеному ґрунті буксування його рушіїв було 9%, то при русі по слідах

технологічної колії воно знизилося до 7%. Робоча швидкість руху просапного МТА зросла при цьому з 7,85 до 8,05 км/год., витрати палива енергетичним засобом зменшилися з 21,3 до 19,0 кг/год., тобто на 12,1% [5].

Постановка завдання. Одним із способів формування технологічної колії на полі має місце випадок її утворення колесами енергозасобу МТА [2]. Перспективність такого способу підкріплюється наявними технологіями систем паралельного водіння МТА і автопілотом (GPS-навігація), які забезпечують задовільну прямолінійну сталість руху по заданим траєкторіям, навіть в умовах незадовільної видимості [3].

Стосовно видимості постійної технологічної колії, то вона повинна бути задовільною, принаймі до моменту проведення посіву оброблювальної культури.

На величину глибини слідів технологічної колії істотний вплив здійснюють як конструктивні параметри енергозасобу, характеристики його рушіїв, рівень вертикального навантаження, так і фізико-механічні (технологічні) властивості ґрунту. Визначення і аналіз функціональних закономірностей такого впливу дозволяє сформулювати ряд додаткових вимог, яким повинен відповідати енергетичний засіб та його рушії, що використовуються при прокладці технологічної колії.

В теорії "колієутворення" (методик визначення глибини колії) взаємодія елементів в системі "місцевість-машина" зумовлює складний конгломерат параметрів, що визначає різні варіанти обчислення (в більшості випадків емпіричних залежностей) глибини колії, із превалюванням тих або інших змінюваних параметрів системи [1, 4-9], що в загальному випадку можна виразити як:

$$h_k = f \left\{ \begin{array}{l} \underline{1.} \text{ Фізико-механічні (технологічні) властивості ґрунту:} \\ \text{а) показники штампових досліджень (щільність,} \\ \text{твердість, консистенція, товщина деформуємого} \\ \text{шару, варіація несучої здатності та ін.);} \\ \text{б) показники зсувних досліджень (коефіцієнт} \\ \text{внутрішнього тертя, зчеплення та ін.);} \\ \text{в) показники деформації - розтягіння, стиснення та} \\ \text{ін. (коефіцієнт пружності та ін.).} \\ \underline{2.} \text{ Рівень вертикального навантаження рушія машини} \\ \text{на ґрунт та його характеристик (зокрема для колісних} \\ \text{машин - тиск пневмошини та ін.).} \\ \underline{3.} \text{ Режим руху машини (швидкість, буксування рушіїв,} \\ \text{кількість проходів по одному сліду та ін.).} \end{array} \right.$$

Тому, для можливості теоретичного аналізу параметрів технологічної колії при її формуванні на полі колесами енергозасобу проведемо розгляд деяких існуючих методик.

Мета роботи. Встановлення кількісного впливу певних чинників, які були б керованими в умовах практичної експлуатації (наприклад твердість, щільність ґрунту, тиск в рушіях пневмошин, швидкості руху та ін.).

Основна частина. Деформативні властивості м'яких ґрунтів можна оцінити методом, розробленим проф. Я.С. Агейкіним [4]. За результатами його досліджень глибину сліду на ґрунті після проходження енергозасобу можна визначити як

$$h_e = \frac{q_{\max v}}{E_v}, \quad (1)$$

де $q_{\max v}$ – максимальний контактний тиск рушіїв на ґрунт в функції швидкості V , Н/м; E_v – модуль деформації ґрунту в функції швидкості, Н/м².

За даними досліджень Жигана В.Й. [5] рівняння (1) після емпіричних перетворень можна записати як:

$$h_e = \frac{q_{\max 0}}{\left(1 + \frac{k' \cdot V}{2f_{\bar{a}} \cdot L_k \cdot n}\right) \cdot E_0(1 + \Omega\sqrt{V})}, \quad (2)$$

де $q_{\max 0}$ – максимальний питомий тиск на ґрунт для рушіїв колісного типу визначається за формулою:

$$q_{\max 0} = 0,832 \sqrt{\left[\frac{G_e}{b \cdot D_{пр}}\right] \cdot \left[\frac{\dot{A}_\sigma \dot{A}_0}{\dot{A}_\sigma + \dot{A}_0}\right]},$$

V – швидкість руху, км/год; f_{Γ} – кут внутрішнього тертя ґрунту в градусах; $k' \approx 1/c$; L_k – довжина контакту рушія, м; n – число проходів рушія по сліду; E_0 , $E_{ш}$ – модуль деформації ґрунта і пружності шини при статичному навантаженні, кН/м²; Ω – коефіцієнт, для в'язкого ґрунту $\Omega = 0,09 \dots 0,11$, для розсипчастого $\Omega = 0,06 \dots 0,08$ [5]; G_k – навантаження на колесо, кН; b – ширина колеса, м; $D_{пр}$ – приведений діаметр колеса, м.

Відома методика визначення глибини колії h_k при взаємодії гусеничних або колісних ходових систем тракторів із ґрунтом [6] у вигляді залежності

$$h_e = \frac{D_{1rk} \cdot b + D_{1rk}^2 \cdot f_{\bar{a}}}{b \cdot \left(1 + \frac{1 - \lambda_0}{1 - \lambda_{\min}}\right) + D_{1rk} \cdot f_{\bar{a}}}, \quad (3)$$

де λ_0 – початкова пористість ґрунту; b – ширина гусениці або колеса, м; f_r – коефіцієнт внутрішнього тертя в ґрунті; D_{1rk} – глибина поширення напруг в ґрунті, м.

Оскільки стосовно нашого завдання важливо, щоб розглядувані чинники були б керованими в умовах практичної експлуатації, то з точки зору залежності глибини колії від щільності, твердості ґрунту, а також тиску в рушіях пневмошин, представлені рівняння (2) та (3) інформативності не несуть. До того ж, представлені методики за рівняннями (2) та (3) не враховують товщину деформируемого шару поверхні, яка, в свою чергу, визначає варіацію несучої здатності поверхні та її властивості деформації.

Результати досліджень, представлених у [7], свідчать, що процес утворення колії колесом або гусеницею трактора при їх багатократному проході по сліду, добре описується рівнянням

$$h_{\varepsilon} = 1,1 \frac{1 - \mu^2}{A_0} b \cdot x^{0,385} \cdot q \left(\frac{E_0 \cdot \varepsilon \cdot n}{E_0 \cdot \varepsilon + \beta \cdot q \cdot n} + \frac{q}{[q_s] - q} \right), \quad (4)$$

де q – максимальний тиск рушія на ґрунт, Па; n – число проходів рушія по сліду; $[q_s]$ – межа несучої здатності ґрунта, Па; x – відношення довжини деформатора до його ширини; ε – коефіцієнт стискальності ґрунта; β – коефіцієнт, що залежить від μ – модуля поздовжнього розширення ґрунта, $\beta = 1 - 2\mu^2 / (1 - \mu)$; E_0 – модуль деформації ґрунта, Па.

Прийнята однорідність ґрунта і урахування тільки лінійного характеру деформації є недоліком методики за рівнянням (4).

Проф. Надикто В.Т. в результаті розв'язання критеріїв подібності отримав рівняння кількісної оцінки глибини колії, де, зокрема, враховані чинники тиску повітря в шині та щільності ґрунту [1]

$$h_{\varepsilon} = \frac{0,01 p_{\text{ш}} - 0,0002 N}{\rho \cdot g} + 4,655 \frac{N \cdot \rho \cdot g}{p_{\text{ш}}^2}, \quad (5)$$

де $p_{\text{ш}}$ – тиск повітря в шині, Па; ρ – щільність ґрунту, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с²; N – твердість ґрунту, Па; N – вертикальне навантаження колеса енергозасобу, Н.

За вищепредставленими методиками проведемо оцінку величини глибини колії, яку утворює трактор ХТЗ-16131 своїми рушіями (шини 16,9R38) (рис. 1). Саме цей трактор в роботі [8] позиціонується як перспективний в технології колійного землеробства.

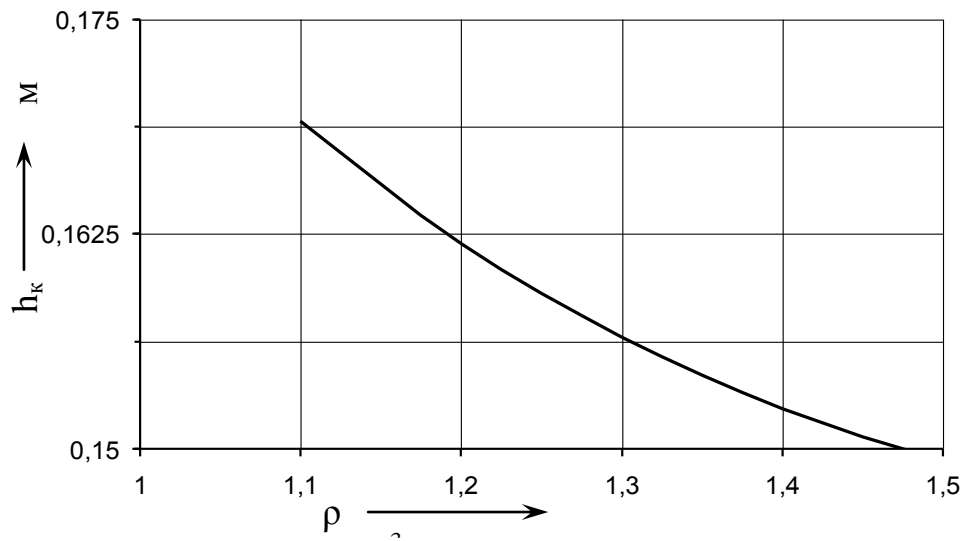


Рис. 1. Залежність глибини колії h_k , яку утворює трактор ХТЗ-16131 своїми рушійми від щільності ґрунту ρ

Аналіз рис. 1 свідчить, що величина глибини колії, яку утворює трактор ХТЗ-16131 на ґрунті щільністю $1,4 \text{ кг/м}^3$ становить близько 15 см.

Із збільшенням числа проходів трактора по тому ж самому сліду глибина колії за результатами розрахунків збільшується (рис. 2). Збільшення її у два рази слід очікувати при трикратному проході, що відповідає $n=6$ (див. рис. 2), оскільки трактор інтегральної компоновки, тобто його передні і задні колеса рухаються по одному сліду.

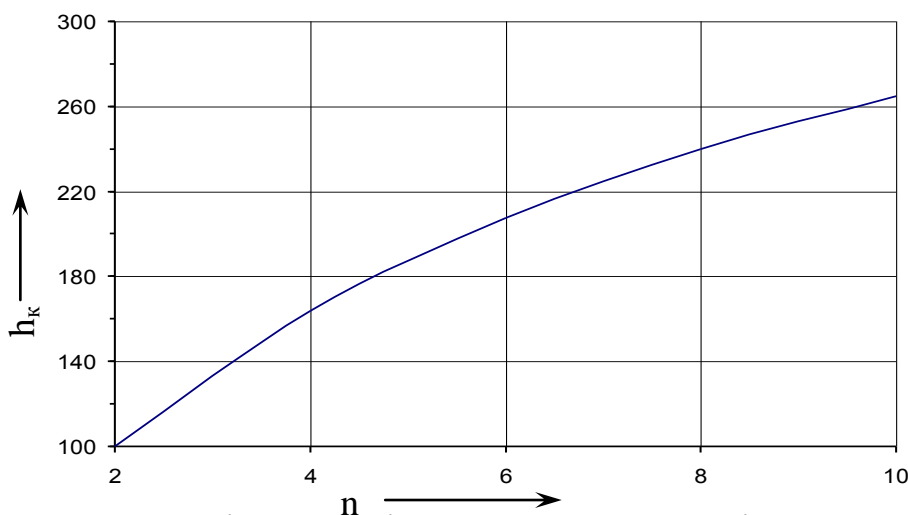


Рис. 2. Відсоток збільшення глибини колії h_k , яку утворює трактор ХТЗ-16131 своїми рушійми в залежності від числа його проходів n по тому ж самому сліду

Залежність глибини колії від швидкості руху ілюструється залежністю на рисунку 3. Аналіз якої свідчить, що максимум глибини колії, яка утворюється після проходу трактора слід очікувати на малих

швидкостях руху. Причому, зменшення швидкості руху з $V=6$ км/год до 3 км/год збільшує глибину колії на 75 %. А підвищення швидкості руху до 12 км/год навпаки, зменшує глибину на 50%.

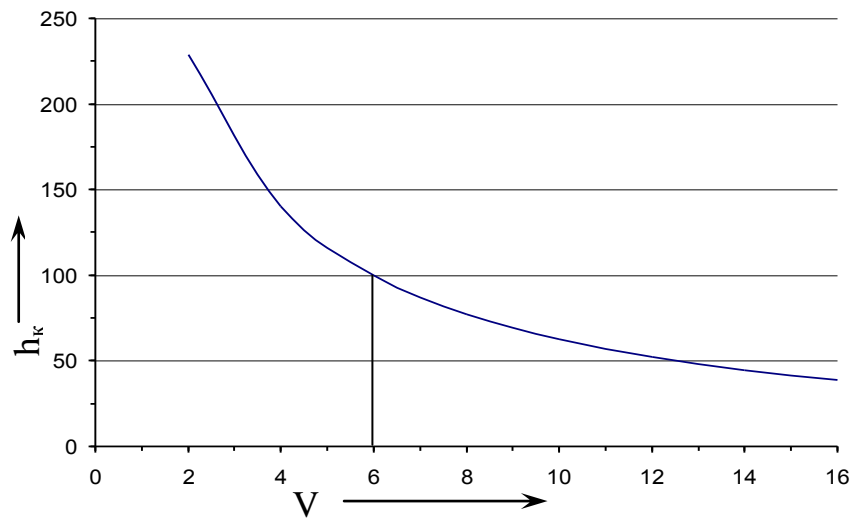


Рис. 2. Відсоток збільшення глибини колії h_k , яку утворює трактор ХТЗ-16131 своїми рушійми в залежності від швидкості його руху (розраховано відносно $V=6$ км/год)

Висновки. Розглянуті методики колієутворювання дозволили систематизувати вплив різних чинників на величину глибини колії, яку залишить після себе трактор на ґрунті.

Як показали результати теоретичних досліджень прокладання технологічної колії на полі колесами орно-просапного трактора ХТЗ-16131 – річ можлива для практичного втілення. Так, наприклад, глибина колії при щільності ґрунту $1,4 \text{ кг/м}^3$ після проходу трактора становить близько 15 см.

Із збільшенням числа проходів трактора по тому ж самому сліду глибина колії за результатами розрахунків збільшується. Збільшення її у два рази слід очікувати при трикратному проході.

Макимум глибини колії, яка утворюється після проходу трактора слід очікувати на малих швидкостях руху. Причому, зменшення швидкості руху з 6 до 3 км/год збільшує глибину колії на 75 %. А от підвищення швидкості руху до 12 км/год навпаки, зменшує глибину на 50%.

Література

1. *Надикто В.Т.* Колійна та мостова системи землеробства. Монографія / *В.Т. Надикто, В.О. Улексін.* – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 270 с.
2. А. с. 1824040 ССРСР, МКІ³ А 01 В. Способ прокладки постійної технологической колеи колесами транспортного средства

одновременно с мелким рыхлением почвы / *В.Т. Надикто, В.Д. Черепухин, П.С. Савенко, В.В. Товмаченко, С.М. Чеботарьев.* – 1992. – Режим доступа: <http://www.garmin.km.ua>.

3. *Агейкин Я.С.* Вездеходные колесные и комбинированные движители (теория и расчет) / *Я.С. Агейкин.* - М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.

4. *Жиган В.Й.* Посібник з теоретичних основ машиновикористання в землеробстві та системи Машина-поле: Навчальн. посібник / *В.Й. Жиган.* - Мелітополь: ТДАТА, 2000. – 144 с.

5. *Цыпук А.М.* Определение глубины колеи лесных машин / *А.М. Цыпук, А.В. Родионов.* // *Лесная промышленность.* – 2004. – № 2. – С. 21–22.

6. *Анисимов Г.М.* Лесные машины / *Г.М. Анисимов.* – М.: Лесная промышленность, 1989. – 512 с.

7. *Кувачов В.П.* Оцінка ефекту від колійної технології землеробства / *В.П. Кувачов, В.Т. Надикто* // *Праці ТДАТУ.* – 2010.– Вип. 10, Т. 6. – С. 126-132.

8. *Смирнов А.Г.* Теория движения колесных машин / *А.Г. Смирнов.* – М.: Машиностроение, 1990. – 351 с.

АНАЛИЗ МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЛУБИНЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ КОЛЕИ ДЛЯ СЛУЧАЯ ЕЕ ПРОКЛАДЫВАНИЯ НА ПОЧВЕ КОЛЕСАМИ ЭНЕРГОСРЕДСТВА

В.П. Кувачев

Аннотация – работа посвящена оценке глубины колеи на почве после прохода энергосредства. Представлены результаты оценки глубины колеи после прохода трактора серии ХТЗ-160.

THE ANALYSIS OF TECHNIQUES OF DEFINITION OF DEPTH OF THE TECHNOLOGICAL TRACK FOR THE CASE OF ITS MAKING ON SOIL POWER MEANS WHEELS

V. Kuvachov

Summary

Work is devoted to the an estimation of depth of a track on soil after apass of the power means. Results of the estimation of depth of a track after pass of a tractor of series KLTZ-160 are presented.

УДК 631. 3.631.243.32

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИГОТУВАННЯ КОМБІКОРМІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ШВИДКОХІДНОГО ГВИНТОВОГО ЗМІШУВАЧА

Гвоздєв В.О., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-20-32

Анотація – стаття присвячена розробці методик розрахунку економічної ефективності, впровадження технологічного процесу виготовлення комбікормів для різних умов господарювання.

Ключові слова – технологічний процес, комбікорм, гвинтовий змішувач, економічна ефективність, впровадження.

Постановка проблеми. Удосконалення технологічного процесу змішування комбікормів з використанням швидкохідних гвинтових змішувачів із тонкошаровим динамічним змішуванням компонентів, які більшою мірою ніж існуючі змішувачі відповідають вимогам ресурсозберігаючих технологій, є актуальною задачею для підвищення економічної ефективності комбікормових підприємств різної форми власності [1,2].

Аналіз останніх досліджень. Існуюча система комбікормових підприємств має досить чітку структуру, яка передбачає розподіл технологічного обладнання для всіх рівнів виробництва, починаючи з державних заводів і до ліній для виробництва комбікормів в умовах господарств, причому домінуючим обладнанням в усіх підприємствах є змішувачі від яких залежить кінцевий стан комбікормів [3,4,5,6].

Однією з найважливіших проблем ефективної експлуатації комбікормових підприємств є вибір технологічної лінії дозування й змішування кормів з максимальним ступенем комплексного рішення автоматизації її роботи. При цьому варто забезпечити високу якість комбікорму, що виробляється, підвищення продуктивності й зниження енергоємності процесу. Остання вимога практично досить мало знайшла відбиття в наукових дослідженнях. Однак у цей час зменшення енерговитрат є основним при проектуванні технологічних систем [5].

Тому, однією з проблем ефективної експлуатації комбікормових підприємств є правильний вибір методики розрахунку економічної

ефективності впровадження технологічного процесу виготовлення комбікормів. При цьому варто забезпечити високу якість комбікорму, що виробляється, підвищення продуктивності й зниження енергоємності процесу [6].

Мета статті. Розробка методик розрахунку економічної ефективності впровадження технологічного процесу виготовлення комбікормів для різних умов господарювання.

Основна частина. Проблема забезпечення малих господарських організаційних формувань (МГОФ) засобами виробництва на даний час є досить актуальною, оскільки існуючі прототипи обладнання не завжди задовольняють як необхідні так і достатні умови його використання. Отже, в сучасних умовах функціонування на перший план виходить розробка нових та удосконалення існуючих засобів, які б відповідали основам ресурсозбереження.

Модернізація існуючих засобів механізації, що вимагає порівняно невеликих капіталовкладень, приносить відчутний економічний ефект при збільшенні ефективності роботи машини. Вдосконалення швидкохідного гвинтового змішувача з тонкошаровим динамічним змішуванням сипучих компонентів комбікормів підвищує якість вироблених комбікормів та знижує питомі енерговитрати, при цьому показник ефективності роботи збільшується до 20 %.

Умови господарської діяльності МГОФ мають певні особливості розрахунку економічної ефективності впровадження нової техніки [7,8].

Економічну ефективність використання розробленого технологічного процесу змішування компонентів комбікормів проведемо у трьох варіантах:

- 1 - для модернізації існуючого обладнання;
- 2 - для організації власної ділянки по виробництву комбікормів;
- 3 - для великого комбікормового підприємства.

Розрахунок проведемо на прикладі сільськогосподарських підприємств, що займаються відгодівлею худоби поголів'ям 100 голів (ціни наведено орієнтовно).

Нами пропонується наступна удосконалена схема технологічного процесу виробництва комбікормів (рис. 1), відмінністю якою є те що операція дозування переноситься на після операції подрібнення, перед операцією змішування, яка суміщена з операцією транспортування [9].

1. Обґрунтування економічної ефективності модернізації існуючого обладнання

Річна потреба у комбікормах буде складати

$$P_{кр} = K_2 \cdot P_n, \quad (1)$$

де K_2 – кількість голів худоби у господарстві, приймаємо 100 голів;

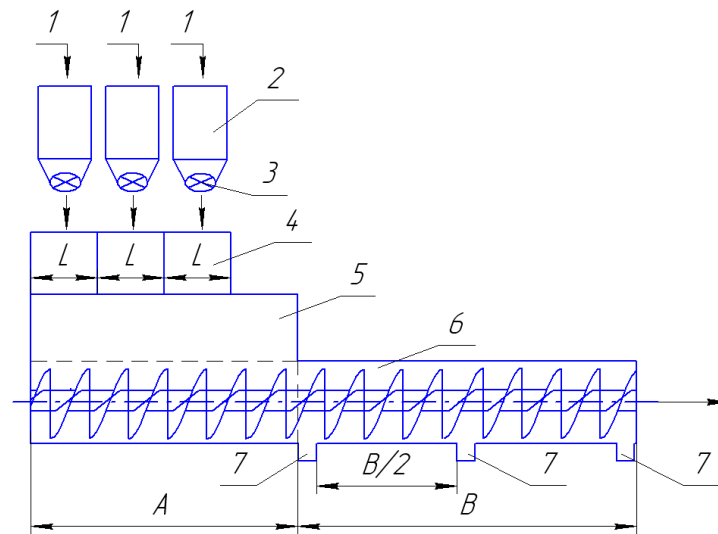


Рис. 1. Удосконалена схема технологічного процесу виробництва комбікормів:

1 – подрібнені компоненти від дробарки, добавки; 2 – бункер; 3 – дозатор; 4 – бункер-дозатор змішувача; 5 – надгвинтова зона змішування; 6 – зона транспортування; 7 – точки відбору проб; L – довжина зони дозування компоненту; A – зона дозування та змішування; B – зона транспортування

P_n – річна потреба комбікормів на одну голову, в середньому 800кг/рік.

$$P_{кр} = 100 \cdot 800 = 80000 \text{ кг/рік.}$$

Капіталовкладення визначаються по формулі

$$K_e = K_p + K_n + K_{нн} \quad (2)$$

де K_p – вартість розробки та виготовлення запчастин для модернізації, грн.;

K_n – вартість переоснащення змішувача, грн.;

$K_{нн}$ – вартість переналадки та навчання персоналу, грн.

Орієнтовно капіталовкладення складуть $K_e = 730$ грн.

Грошові витрати на електроенергію

$$E_e = M_m K_{зм} D B_{ен} \quad (3)$$

де M_m – встановлена потужність, кВт;

$K_{зм}$ – кількість годин роботи у змну;

D – кількість роботи змін у рік;

$B_{ен}$ – вартість 1кВт електроенергії для сільськогосподарських виробників, приймаємо 0,28 грн.

В результаті модернізації технологічної лінії потужністю 20 кВт при потужності змішувача 3 кВт ми зменшили його потужність вдвічі, а також ліквідували необхідність у транспортері потужністю 3 кВт, роль якого буде виконувати змішувач.

Тоді для змішувача нової конструкції

$$E_{зм} = 15,5 \cdot 0,5 \cdot 180 \cdot 0,28 = 390,6 \text{ грн.}$$

Для змішувача старої конструкції

$$E_{см} = 20 \cdot 1 \cdot 180 \cdot 0,28 = 1008 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці персоналу

$$O_n = T_{см} K_{зм} D K_p, \quad (4)$$

де $T_{см}$ – годинна оплата праці, приймаємо 3,5 грн.;

$K_{зм}$ – кількість годин роботи за зміну;

K_p – кількість обслуговуючого персоналу. Тоді для базової конструкції

$$O_{нб} = 3,5 \cdot 1 \cdot 180 = 630 \text{ грн.}$$

Для модернізованої

$$O_{нм} = 3,5 \cdot 0,5 \cdot 180 = 315 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект

$$E_p = (E_{см} - E_{зм}) + (O_{нб} - O_{нм}) \quad (5)$$

$$E_p = (1008 - 315) + (630 - 315) = 932,4$$

Термін окупності

$$T_o = K_e / E_p \quad (6)$$

$$T_o = 730 / 932,4 = 0,78 \text{ року.}$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 1.

Таблиця 1

Економічна ефективність модернізації існуючого обладнання

Показники	Базова конструкція	Запропонована конструкція
Капіталовкладення, грн.	–	730
Витрати на електроенергію, грн.	1008	390,6
Витрати на оплату праці, грн.	630	315
Річний економічний ефект, грн.		932,4
Термін окупності, років		0,78

2. Обґрунтування економічної ефективності організації власної ділянки по виробництву комбікормів

Річна потреба у комбікормах на 100 голів буде складати

$$P_{кр} = 100 \cdot 800 = 80000 \text{ кг/рік.}$$

Капіталовкладення визначаються по формулі

$$K_e = K_z + K_n + K_u, \quad (7)$$

де K_z – вартість закупки обладнання, грн.;

K_n – вартість монтажу та пусканалагоджувальних робіт, грн.;

K_u – вартість навчання персоналу, грн.

$$K_e = 17800 + 1200 + 250 = 19250 \text{ грн.}$$

При наявності у господарстві автомобіля вантажопідйомністю 3,5 тони (ГАЗ -53) витрати на доставку кормів визначаємо:

а) кількість рейсів

$$K_p = \Pi_{кр} / B_n, \quad (8)$$

де $\Pi_{кр}$ – потреба кормів на рік, т.;

B_n – вантажопідйомність автомобіля, т.

$$K_p = 80 / 3,5 = 23,8 \approx 24 \text{ рейси.}$$

Для малого підприємства доцільно завозити партію корму щомісячно, оскільки тоді відпадає потреба у спорудженні капітальних сховищ великого об'єму, які дозволять зберегти корм у належних умовах відповідно до зоотехнічних вимог.

б) загальна відстань транспортування

$$S_3 = K_p \cdot 2S, \quad (9)$$

де K_p – кількість рейсів;

$2S$ – відстань між господарствами, в середньому 15 км.

$$S_3 = 24 \cdot 2 \cdot 15 = 720 \text{ км.};$$

в) витрати палива на перевезення

$$B_n = S_3 \cdot H_e, \quad (10)$$

де H_e – норма витрат пального на 1 км.

$$B_n = 720 \cdot 0,2 = 144 \text{ л.}$$

Тоді витрати на транспортування кормів у грошовому вимірі складуть

$$B_{зп} = B_n \cdot \Pi_{л} \cdot K_a, \quad (11)$$

де $\Pi_{л}$ – ціна одного літра пального, в середньому 3,5 грн.

K_a – коефіцієнт амортизації, приймаємо 5%.

$$B_{зп} = 144 \cdot 3,5 \cdot 1,05 = 529,2 \text{ грн.};$$

г) оплата праці водія

$$O_n = K_p \cdot O_p, \quad (12)$$

де O_p – оплата за один рейс, грн.

$$O_n = 24 \cdot 50 = 1200 \text{ грн.}$$

Грошові витрати на електроенергію

$$E_e = M_m K_{зм} D B_{ен}, \quad (13)$$

де M_m – встановлена потужність, кВт;

$K_{зм}$ – кількість годин роботи у зміну;

D – кількість роботи змін у рік;

$B_{ен}$ – вартість 1кВт електроенергії для сільськогосподарських виробників, приймаємо 0,28 грн.

Тоді для змішувача нової конструкції

$$E_{з,м} = 15,5 \cdot 0,5 \cdot 180 \cdot 0,28 = 390,6 \text{ грн.}$$

Для змішувача старої конструкції

$$E_{з,м} = 20 \cdot 1 \cdot 180 \cdot 0,28 = 1008 \text{ грн.}$$

Витрати на послуги з переробки сировини

$$B_{nc} = \Pi_p \cdot \Pi_n, \quad (14)$$

де Π_n – вартість переробки однієї тони сировини, приймаємо 400 грн/т.

$$B_{nc} = 80 \cdot 400 = 32000 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект

$$E_p = E_\delta + B_{zp} + B_n + O_{ne} - B_k - O_n \quad (15)$$

де B_{zp} – витрати на паливо та амортизацію техніки, грн.;

B_n – витрати на оплату послуг з переробки, грн.;

O_{ne} – оплата праці водія, грн.;

B_k – капітальні вкладення на нову техніку, грн.;

O_n – оплата праці на придбаному обладнанні, грн.;

E_n – витрати на електроенергію нового обладнання, грн.

$$E_p = 1008 + 529,2 + 1200 + 32000 - 19250 - 315 - 390,6 = 14781,6 \text{ грн.}$$

Термін окупності при другому варіанті

$$T = K_{вк} / E_p; \quad (16)$$

$$T = 19250 / 14781,6 = 1,3 \text{ року.}$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 2.

Таблиця 2.

Економічна ефективність організації власної ділянки
з виробництва комбікормів

Показники	Базовий варіант	Запропонований Варіант
Капіталовкладення, грн.	–	19250
Річний фонд оплати праці, грн.		315
Витрати на електроенергію, грн.	1008	390,6
Витрати на перевезення, грн.	529,2	
Витрати на оплату праці водія, грн.	1200	
Витрати на послуги з переробки, грн.	32000	
Річний економічний ефект, грн.		14781,6
Термін окупності, років		1,3

3. Обґрунтування економічної ефективності великого комбікормового підприємства

Розрахунок проведемо для комбікормового підприємства потужністю 5000 т/рік комбікормів з кількістю обслуговуючого персоналу – 3 людини.

Капіталовкладення визначаються по формулі

$$K_v = K_p + K_n + K_n, \quad (17)$$

де K_p – вартість реконструкції, грн.;

K_n – вартість переоснащення змішувача, грн.;

K_n – вартість переналадки та навчання персоналу, грн.

Орієнтовно капіталовкладення складуть

$$K_e = 1460 + 360 + 350 = 2170 \text{ грн.}$$

Грошові витрати на електроенергію

$$E_e = M_m K_{zm} D B_{en} \quad (18)$$

де M_m – встановлена потужність, кВт;

K_{zm} – кількість годин роботи у зміну;

D – кількість роботи змін у рік;

B_{en} – вартість 1 кВт електроенергії для сільськогосподарських виробників, приймаємо 0,28 грн.

В результаті модернізації технологічної лінії потужністю 86 кВт при потужності змішувача 3 кВт ми зменшили його потужність в двічі, а також ліквідували необхідність у транспортері потужністю 3 кВт, роль якого буде виконувати змішувач. Таке обладнання у комбикормовому підприємстві існує по дві одиниці тому ми знизимо потужність на 9 кВт.

Тоді для комбикормового підприємства нової конструкції

$$E_{zm} = 77 \cdot 6 \cdot 300 \cdot 0,28 = 38808 \text{ грн.}$$

Для комбикормового підприємства старої конструкції

$$E_{cm} = 86 \cdot 6 \cdot 300 \cdot 0,28 = 43344 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці персоналу

$$O_n = T_{cm} K_{zm} D K_p, \quad (19)$$

де T_{cm} – годинна оплата праці, приймаємо 3,5 грн.;

K_p – кількість обслуговуючого персоналу.

Тоді для базової конструкції

$$O_{nb} = 3,5 \cdot 6 \cdot 300 \cdot 3 = 18900 \text{ грн.}$$

Для модернізованої

$$O_{nm} = 3,5 \cdot 6 \cdot 300 \cdot 2 = 12600 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект

$$E_p = (E_{cm} - E_{zm}) + (O_{nb} - O_{nm}) - K_e \quad (20)$$

$$E_p = (43344 - 38808) + (18900 - 12600) - 2170 = 8666 \text{ грн.}$$

Термін окупності

$$T_o = K_v / E_p, \quad (21)$$

$$T_o = 2170 / 8666 = 0,25 \text{ року}$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 3.

Таблиця 3

Економічна ефективність модернізації великого
комбікормового підприємства

Показники	Базова конструкція	Запропонована конструкція
Капіталовкладення, грн.	–	2170
Витрати на електроенергію, грн.	43344	38808
Витрати на оплату праці, грн.	18900	12600
Річний економічний ефект, грн.		8666
Термін окупності, років		0,25

Висновки. Наведені методики розрахунків економічної ефективності впровадження модернізованого обладнання підтверджує необхідність впровадження у малих господарських організаційних формувань тваринницького напрямку малогабаритних комбікормових підприємств зі швидкохідними гвинтовими змішувачами, оскільки термін окупності капітальних вкладень від 0,25 до 1,3 року знаходиться у науково-рекомендованих межах.

Впровадження рекомендацій по підвищенню ефективності роботи малогабаритних комбікормових підприємств дозволить отримати річну економічну ефективність від 932 до 14781 грн., що складає від 11,6 до 17,2 грн/т виробленого комбікорму. Термін окупності капітальних вкладень при цьому складатиме від 0,25 до 1,3 року.

Література

1. *Гвоздєв В.О.* Обґрунтування технологічного процесу та конструктивних параметрів швидкохідного гвинтового змішувача комбікормів: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / *В.О. Гвоздєв.* – Глеваха, 2008. – 193 с.
2. *Олексієнко В.О.* Підвищення ефективності роботи молоткових кормодробарок: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / *В.О. Олексієнко.* – Мелітополь, 2006. – 173 с.
3. *Егоров Б.В.* Комбикормовый комплект – завод на модульной основе / *Б.В. Егоров и др.* // *Механизация и электрификация сельского хозяйства.* – 1990. – №4. – С. 28–29.
4. *Демский А.Б.* Комплектные зерноперерабатывающие установки малой мощности / *А.Б. Демский.* – М. : Дели принт, 2004. – 264 с.
5. *Погорілий Л.А.* Малогабаритні комбікормові агрегати за рубежом / *Л.А. Погорілий, В.Х. Ясенецький* // *Техника АПК.* – 1997. – №4. – С. 6–7.
6. *Пахомов В.И.* Обоснование и технологическое проектирование

блочно-модульных внутривладельческих комбикормовых предприятий: дис. ... д-ра техн. наук / В.И. Пахомов. – Зерноград, 2000. – 440 с.

7. Методика определения экономической эффективности исследования в сельском хозяйстве результатов научно-технических работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М. : Колос, 1980. – 112 с.

8. Антошкевич В.С. Экономическое обоснование новой сельскохозяйственной техники / В.С. Антошкевич. – М. : Экономика, 1971. – 216 с.

9. Гвоздев В.О. Удосконалення технологічного процесу приготування комбикормів / В.О. Гвоздев // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАТУ. - Вип. 10, Т.1. – 2010. – С. 122–129.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОМБИКОРМОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БЫСТРОХОДНОГО ВИНТОВОГО СМЕСИТЕЛЯ

Гвоздев В. А.

Аннотация – статья посвящена разработке методик расчета экономической эффективности, внедрения технологического процесса производства комбикормов для разных условий хозяйственной деятельности.

DEFINITION OF ECONOMIC EFFICIENCY OF FEED PREPARATION WITH HIGH SPEED SCREW MIXER

V. Gvozdev

Summary

The article is devoted to the development of methods for calculation of economical efficiency, the introduction of the technological process of feed production for different conditions of economic activity.

УДК 631.355:633.15

ПЕРСПЕКТИВИ РЕКОНСТРУКЦІЇ І АВТОМАТИЗАЦІЇ МОЛОЧНИХ ФЕРМ

Брагінець А.М., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – у статті розглянуто питання сучасного стану матеріально-технічної бази існуючих тваринницьких приміщень, ефективності виробництва молока при різних технологіях утримання тварин та необхідність реконструкції і автоматизації молочних ферм.

Ключові слова – комплексна механізація тваринницьких ферм, підвищення ефективності роботи, реконструкція, автоматизація і технічне переозброєння тваринницьких приміщень, енергоємність, питомі витрати енергії, технологія утримання тварин.

Постановка проблеми. Продуктивність праці на існуючих молочних фермах неможливо підняти на належний рівень тільки за рахунок засобів механізації. Потрібна корінна перебудова технології і організації, що враховує як особливості машинного виробництва, так і фізіологічні потреби тварин.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз публікацій по даній проблемі показав, що питанням здешевлення виробництва молока, реконструкції і автоматизації існуючих тваринницьких ферм приділяється недостатньо уваги[1,2,3].

Формування мети статті. Отримання перспективних напрямів модернізації прив'язного утримання тварин та вирішення проблеми здешевлення виробництва молока.

Основна частина. Ефективність роботи багатьох сільськогосподарських господарств може бути істотно підвищена шляхом реконструкції, розширення і технічного переозброєння існуючих тваринницьких приміщень. Це забезпечить приріст продукції тваринництва в коротші терміни і при менших питомих витратах в порівнянні з новим будівництвом аналогічних приміщень. Хоча модернізація існуючих приміщень і вимагає менших капітальних вкладень, чим нове будівництво, проте вони досить високі. На

існуючих молочних фермах близько 90% корівників і більше половини телятників побудовано за старими типовими проектами [1]. Технічна оснащеність їх залишається досить низькою – рівень комплексної механізації ферм великої рогатої худоби не перевищує 40%. У молочному скотарстві в цілому реконструкції і технічного переозброєння вимагають більше 60% виробничих потужностей. На фермі, що реконструюється упроваджують єдину вдосконалену технологію виробництва, всі ланки якої пов'язані в єдиний комплекс. При цьому допускається збереження в окремих ланках старої технології, якщо це не противоречить поточності виробництва і скорочує витрати на перебудову.

В даний час в молочному скотарстві переважає прив'язний спосіб утримання корів з необхідністю виконання численних ручних операцій (роздача кормів, видалення гною). Аналіз структури витрат часу при такій технології показує, що з 8,5 хвилин, які витрачаються на обслуговування однієї корови, більше половини йде на операції, не пов'язані безпосередньо з доїнням [1].

Показники ефективності виробництва молока при різних технологіях утримання тварин наведені на рисунку 1.

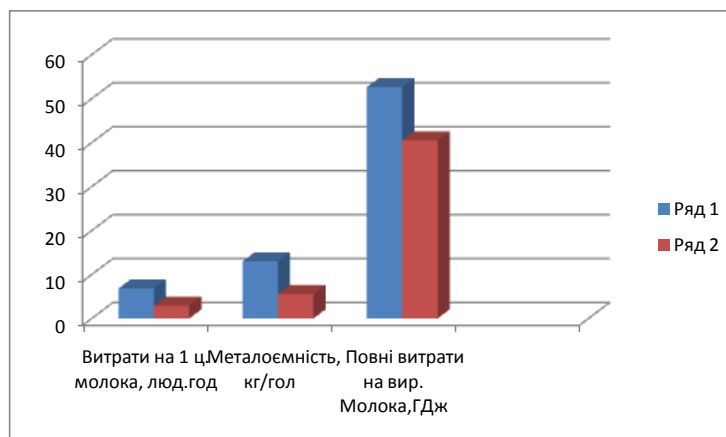


Рис. 1. Показники ефективності виробництва молока при різних технологіях утримання тварин

В даний час використовуються морально застарілі установки з доїнням в молокопровід або переносні відра. Молоко переміщують по трубопроводу завдовжки 50 м. Для його промивки потрібно 40 л миючого розчину, підігрітого до 60°C. Утримати необхідну температуру миючого розчину, циркулюючого по 140– метровому контуру, практично неможливо. Доїння в стійловому приміщенні,

велика протяжність комунікацій, велика кількість з'єднань, зберігання молока в резервуарах-охолоджувачах відкритого типу приводять до значних втрат його цінних компонентів. Зважаючи на середній час обслуговування однієї корови і регламентовану правилами машинного доїння тривалість одного доїння отримуємо, що доярка може якісно видоїти не більше 30 корів [1].

Таблиця 1
Затрати енергії на виконання ручних операцій при різних способах утримання тварин

Найменування операції	Питомі витрати енергії, кДж/хв.			Витраті енергії протягом доби на 1 голову, кДж		
	прив'язне	безприв'язно-боксове	на глибокій підстилці	прив'язне	безприв'язно-боксове	на глибокій підстилці
Доїння двократне	9,29	8,37	8,37	44,59	8,37	8,37
Роздача корму	19,24	-	-	9,62	-	-
В т. ч. концентратів	17,66	3,52	3,52	6,35	1,74	1,74
Транспортування та розкидання підстилки	11,98	5,41	2,15	6,59	3,47	1,54
Очищення стійл та гнойових каналів	17,51	-	-	54,28	-	-
Очищення годівниць	15,54	-	-	8,86	-	-
Очищення тварин	16,88	15,10	14,71	19,07	17,31	16,20

У таблиці 1 наведена енергоємність ручних операцій при різних способах утримання корів. При оцінці трудомісткості процесів за витратами фізичної енергії найбільше навантаження персонал отримує при прив'язному утриманні на роздачі кормів - 19,24 кДж/хв і при доїнні - 9,29 кДж/хв [1].

Порівняльна ефективність виробництва молока при модернізації прив'язного утримання наведена на рис. 2.

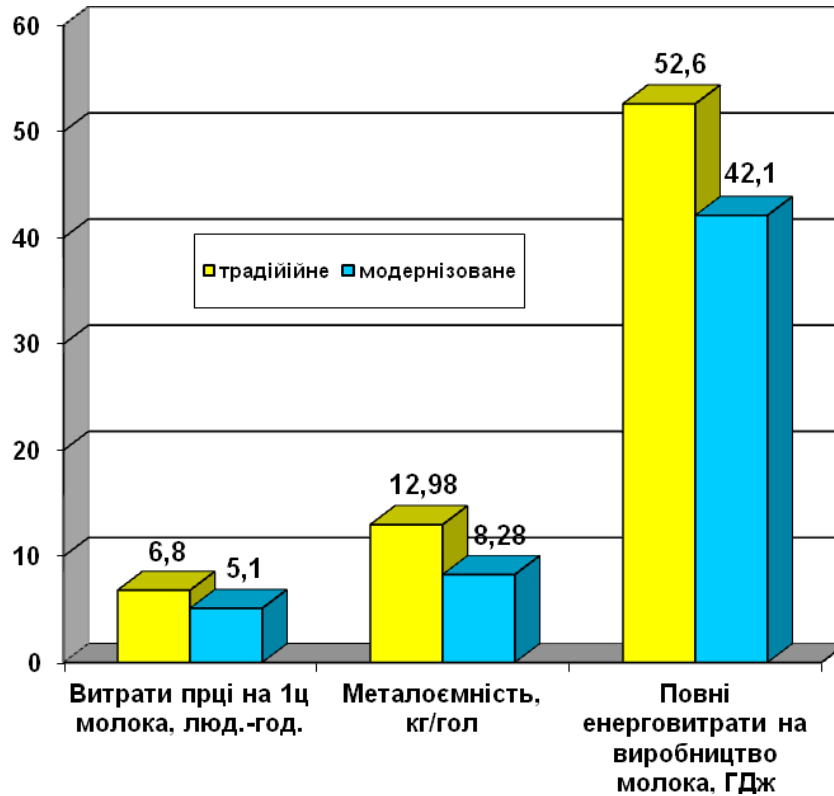


Рис. 2. Порівняльна ефективність виробництва молока при модернізації прив'язного утримання

Витрати часу не відображають всього фактичного навантаження на персонал. Точнішими показниками є витрати енергії на виконання тієї або іншої роботи і її інтенсивність.

Аналіз структури витрат підказує один з перспективних напрямів модернізації прив'язного утримання. Перепланування корівників під мобільне прибирання гною і роздачу кормів універсальним агрегатом (наприклад подрібнювач-змішувач і кормороздавач Marmix) дозволяє на 50% скоротити питомі витрати палива і звільнити операторів машинного доїння від виконання некваліфікованих операцій по роздачі кормів і очищенню стійл [1].

Застосування стійлового устаткування, що оснащено автоматичною прив'яззю дозволяє істотно підвищити ефективність прив'язного утримання, оскільки забезпечує можливість поєднання індивідуального обслуговування тварин в стійловому приміщенні з доїнням на доїльному майданчику.

Таблиця 2

Енергетична завантаженість доярки, Вт

Показники	Марка доїльної установки		
	АДМ-8 з молокопроводом	«Тандем» або «Ялинка» автоматизована	«Тандем» або «Ялинка»
Сумарна	189	125	150
Фізіологічна	68	66	62
Безпосередньо на робочому місці	121	58	88

З таблиці 2 видно, що основне фізичне навантаження доярки отримує при прив'язному утриманні тварин [2].

Друге місце в структурі витрат займають операції, що пов'язані з видаленням гною. Для механізації даного процесу використовуються скребкові транспортери конвеєрного типу ТСН-ЗБ, ТСН-160, КСН-Ф-100. Ці транспортери переміщують гній усередині приміщення на відстань рівну периметру будівлі і оснащені двома електроприводами потужністю 5,5 кВт. Також вони не забезпечують доставку видаленого гною до місця його зберігання. За принципом дії, енерго- і металоємності «аналогів» даним машинам в світі немає.

Певні резерви скорочення витрат праці можливі при використанні сучасних апаратів для доїння, первинної обробки і зберігання молока, при впровадженні автоматичних дозаторів корму, але вони не знімають проблеми в цілому [2].

Застосування високопродуктивних доїльних установок істотно міняє організацію і характер праці доярки, відкриває нові можливості для механізації і автоматизації ручних операцій, які можна здійснювати тільки при доїнні корів в доїльних приміщеннях.

Таким чином, прив'язна система утримання молочної худоби не може бути перспективною в силу соціально-економічних причин і поступово повинна поступитися місцем прогресивнішій, високопродуктивній безприв'язній системі утримання корів. Це закономірний і необоротний процес інтенсифікації молочного скотарства, і він повинен протікати в тісному взаємозв'язку і в комплексі з інтенсифікацією кормовиробництва [3].

Структура затрат праці (в процентах) при різних способах утримання тварин наведена на рисунку 3.

Вирішити проблему здешевлення виробництва молока можна тільки при безприв'язному утриманні тварин.

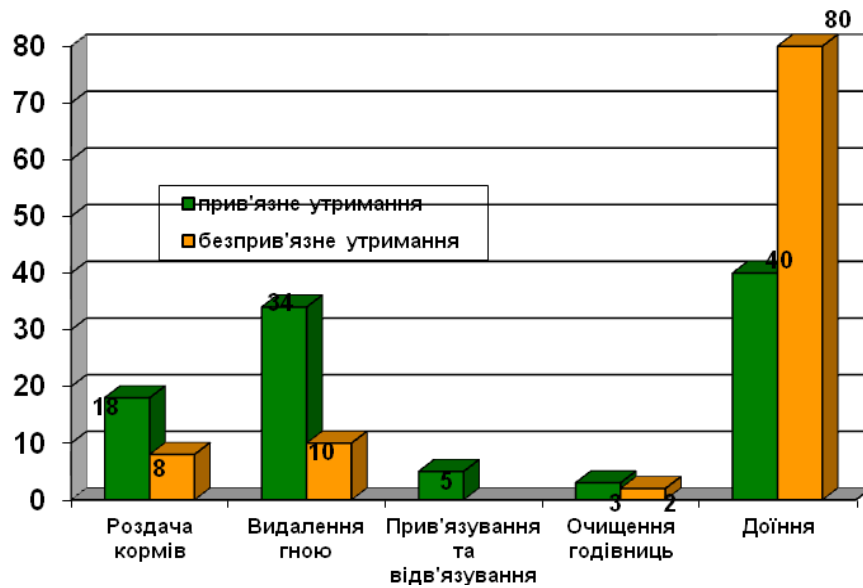


Рис. 3. Структура затрат праці при різних способах утримання тварин

Використання комплектів сучасного устаткування іноземних фірм “Impulsa”, “Сebos”, “Alfa Laval”, оснащеного автоматизованою системою керування технологічними процесами, дозволяє здійснити принцип індивідуального обліку продуктивності при кожному доїнні. При цьому відстежується ряд важливих технологічних показників: час доїння, період лактації, швидкість молоковіддачі, надій за першу хвилину, температура молока [1].

Оптимізація системи машин і устаткування для безприв'язного утримання тварин дозволяють отримати 5-6 тис. кг молока на корову при витратах праці на рівні 1,5-1,8 люд.-год., витрачаючи на кожен кілограм молока на 10% менше кормів чим при прив'язному утриманні.

Наступним кроком в розвитку процесу доїння є введення в доїльну практику автоматизованого доїння. При автоматизованому доїнні корів доять не в звичайному доїльному приміщенні, а в доїльних боксах. У таких боксах корови можуть отримувати концентрати, окрім цього автоматизована система вирішує потрібно чи ні доїти дану корову. У автоматизованій системі доїння центральну роль грає розробка надійності прикріплення доїльних стаканів до вимені. В сучасних автоматизованих доїльних установках використовують руку-робот, яка прикріплює доїльні стакани поодиночі, або підносячи їх під вим'я корови всі одночасно. У боксах рух корови обмежується, що полегшує приєднання доїльних стаканів [3].

При використанні системи автоматизованого доїння дуже важлива поведінка корів в доїльному боксі. Тому система автоматизованого доїння повинна бути пристосована до потреб корів [3].

Враховуючи високу питому вагу витрат на корми, великий інтерес представляє раціональне використання високопоживних кормів, особливо таких, як концентрати. Важливим чинником раціонального використання і економії кормів є нормована видача концентрованих кормів на голову худоби.

Останнім часом на багатьох закордонних фермах почали застосовувати автоматизовані установки для індивідуального згодовування концентратів високопродуктивним коровам. У контрольному блоці пам'яті станції управління враховується інформація лічильника молока про продуктивність корови, яка обробляється на комп'ютері. Після чого складається окрема програма годування для кожної тварини. Системи годування з ідентифікацією окремих корів дозволяють правильно визначити норму видачі концентратів, виключити їх перевитрату і перегодовування тварин, особливо в початковий період лактації [3].

Для підготовки до згодовування і роздачі об'ємистих кормів доцільно використовувати сучасні кормороздавачі. Так, наприклад, фірма "Marmix" (Італія) пропонує один агрегат для подрібнення, змішування і роздачі корму (кормоцех на колесах). Можливе приготування кормосуміші з рулонів сіна, соломи, силосу, коренеплодів, комбікорму, мінеральних добавок і тому подібне (до 10 компонентів). Кормороздавач приводиться в дію від валу відбору потужності трактора, рівномірно видає корм на одну або дві сторони та має систему зважування з програмним забезпеченням на 10 програм.

Проте, впровадження автоматичних систем управління (АСУ) на окремій фермі тільки для обліку продуктивності тварин і управління роздачею концентрованих кормів не цілком доцільно. Максимального ефекту від впровадження АСУ можна добитися тільки при проведенні організаційно-технологічних заходів щодо підвищення ефективності виробництва: зміцнення кормової бази; комплектування ферм однорідним високопродуктивним стадом; надійним функціонуванням устаткування.

Висновки. Необхідно визнати, що низьку продуктивність праці на молочних фермах неможливо підняти на належний рівень тільки за рахунок засобів механізації. Потрібна корінна перебудова технології і організації, що враховує як особливості машинного виробництва, так і фізіологічні потреби тварин.

Література

1. Брагінець С.М. Економічні аспекти зниження енергоємності виробництва, транспортування та переробки молока: дисертація ... канд. екон. наук / С.М. Брагінець. – Мелітополь, 2004. – 232 с.
2. Корчемний М. Енергозбереження в агропромисловому комплексі / М. Корчемний, В. Федоренко, В. Щербань. – Тернопіль: Підручники і посібники, 2001. – 984 с.

**ПЕРСПЕКТИВЫ РЕКОНСТРУКЦИИ И АВТОМАТИЗАЦИИ
МОЛОЧНЫХ ФЕРМ**

Брагінець А.Н.

Аннотация – в статье рассмотрены вопросы современного состояния материально-технической базы существующих животноводческих помещений, эффективности производства молока при разных технологиях содержания животных, а так же необходимости реконструкции и автоматизации молочных ферм.

**PROSPECTS OF RECONSTRUCTION AND AUTOMATION OF
MILK OR DAIRY**

A. Braginets

Summary

The questions of the modern state of material and technical base of existent stock-raising apartments are considered in the article, to efficiency of production of milk at different technologies of maintenance of animals, and similarly to the necessity of reconstruction and automation of milk of dairy.

УДК 62.144.3; 62.26

ПОЛІПШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ І ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ ВДОСКОНАЛЕННЯ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Болтянський О.В., к.т.н.,

Болтянська Н.І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42, 42-05-70

Анотація – розглянуто вдосконалення газорозподільного механізму (ГРМ) двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) шляхом застосування індивідуальних приводів клапанів.

Ключові слова – автомобіль, двигун, клапан, електромагнітний привод.

Постановка проблеми. В Україні в останні роки спостерігається стрімке зростання кількості автомобілів. Саме відпрацьовані гази автомобілів спричиняють від 80 % до 90 % забруднення атмосфери в містах [1].

Аналіз останніх досліджень. Сьогодні в Україні діють два стандарти якості нафтопродуктів: ДСТУ 4063-2001 (аналог Євро-2) і ДСТУ 4839-2007 (відповідає Євро-4, -5). У 2007 р. був прийнятий графік переходу на нові стандарти якості з паралельною відмовою від ДСТУ 4063-2001 з 1 січня 2011 року. Раніше експерти виступали за продовження до 1 січня 2012 р. дії стандартів виробництва бензинів і дизпалива, що відповідають Євро-2 і Євро-3, для заводів, які не встигли завершити модернізацію у Харківській, Львівській та Івано-Франківській областях. У той же час про готовність з початку 2011 року освоїти випуск нафтопродуктів, що відповідають вимогам Євро-4 і Євро-5, вже заявили Одеський, Кременчуцький і Лисичанський НПЗ [2].

Зростаючі вимоги до зменшення токсичності викидів, економії палива, підвищення енергетичних показників двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) автомобілів вимагають удосконалення механізму газорозподілу. Роботи в цьому напрямку ведуться безупинно.

На рис. 1 показані граничні величини норм токсичності для ДВЗ (за системою Євро 1 – Євро 4), що поступово вводяться в Україні.

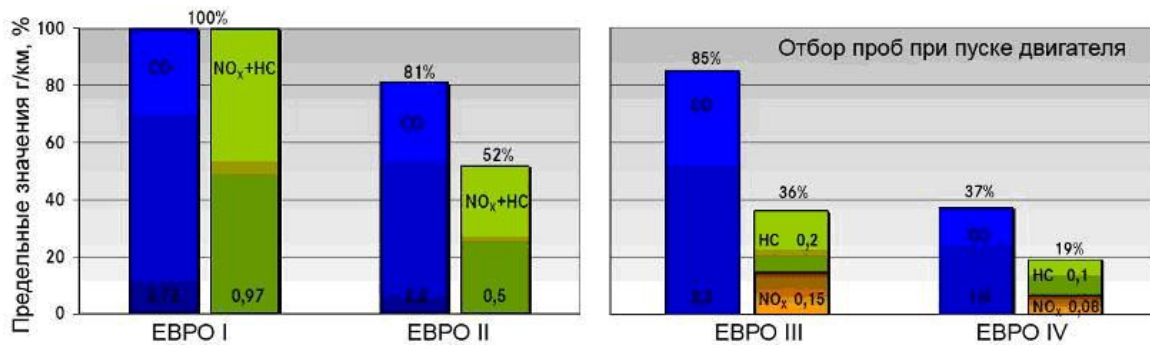


Рис. 1. Граничні величини норм токсичності ДВЗ

Припустимі граничні величини відносяться до пройденого шляху проходження для стандартного рухового циклу. Підвищені значення від викидів CO при вступі в дію норм Євро - 3 ґрунтуються на модифікованому тестовому циклі, при якому відбір проб вихлопних газів відбувається вже з пуску двигуна [3].

Поява нових магнітотвердих матеріалів, нової елементної бази мікроелектроніки і силової електроніки зумовлює можливість створення мехатронних пристроїв керування процесом газорозподілу, що забезпечують високі енергетичні показники ДВЗ і низьку концентрацію токсичних речовин при згорянні палива.

Робочі характеристики газорозподільних клапанів описуються максимальним ходом клапана, а також фазами газорозподілу при відкритті й закритті. У звичайному двигуні ці характеристики при впуску й випуску залишаються постійними [4].

Однак умови стану в усмоктувальній трубі й колекторі змінюються залежно від числа обертів і навантаження ДВЗ, що визначають час заповнення й закриття впускного каналу: так для моменту часу відкриття каналу має значення максимальне наповнення при високому числі обертів, а залишковий вміст газів у циліндрі має місце при низькому числі обертів [5].

Мета даної роботи – розглянути можливість вдосконалення ГРМ ДВЗ шляхом застосування індивідуальних приводів клапанів.

Розгляд останніх досліджень. Частково завдання керування фазами газорозподілу може бути вирішене шляхом застосування складної механіки керування розсувним розподільним валом або різнопрофільними кулачками [3], однак такі газорозподільні механізми (ГРМ) не знаходять широкого застосування через високу конструктивну складність і недостатньо високу експлуатаційну надійність.

Таким чином, поршневий двигун з механічним приводом клапанів має ряд істотних недоліків:

1) під кожну нову конструкцію двигуна необхідно експериментально підбирати співвідношення фаз газорозподілу й створити розподільний вал з таким профілем і взаємним розташуванням кулачків, які найбільш оптимально відповідали б не тільки конструкції, але й призначенню двигуна [3];

2) для двигунів з розподільним валом складність виконання перерахованих вимог полягає в їхній суперечливості - можна створити екологічний двигун, але при цьому зросте витрата палива, впаде питома потужність і різко збільшиться продажна вартість автомобіля.

Всі ці недоліки можуть бути усунуті на основі використання індивідуальних приводів клапанів ГРМ із електронним керуванням.

Роботи зі створення поршневого ДВЗ без розподільного вала ведуться багатьма фахівцями у світі. З усуненням постійного кінематичного зв'язку між клапанами ГРМ і колінчастим валом двигуна з'являється можливість автоматичного регулювання фаз газорозподілу. Безпосереднє керування клапанами за допомогою електромагнітних приводів дозволяє одержати індивідуальне керування кожним клапаном ГРМ, незалежно від кута повороту колінчастого вала. Рух клапана є функцією від часу й не залежить від частоти обертання. Характеристики ходу є повністю релевантними стосовно колінчастого вала.

Електромагнітний привод (ЕМП) клапанів ГРМ - це система без розподільних валів, у якій приведення клапанів у дію відбувається за допомогою електромагнітів. Газорозподільні клапани двигуна переміщуються в кінцеві положення пружинами й утримуються в них (клапан відкритий/закритий) за допомогою відмикаючих/замикаючих котушок. За допомогою цілеспрямованого керування електромагнітами можна впливати на фази газорозподілу клапана. Такий підхід забезпечує одержання характеристики ходу з постійним часом перемикавання, що у свою чергу залежить від твердості пружини й величин наведених мас.

Якір електромагніта пов'язаний із клапаном у кожному кінцевому положенні. Мінімальна тривалість відкриття визначається частотою коливань механічної системи. Отже, електромагнітні системи приводів клапанів при максимальному ході використовуються тільки для керування тривалістю їхнього відкриття.

Дослідження розробок в області створення ЕМП газорозподільних клапанів показали, що дотепер не розроблена теорія оптимального проектування таких приводів, немає інженерних методик розрахунку для електромагнітів клапанів, і як наслідок, дотепер немає конструкцій ГРМ із електромагнітними клапанами, прийнятних для широкого використання у ДВЗ із клапанним газорозподілом.

В 2004 р. роботи зі створення газорозподільних механізмів з електромагнітними приводами клапанів були початі у ВАТ НТЦ «АВТОВАЗ». Були виконані дослідження з розробки індивідуального електромагнітного приводу клапану ГРМ ДВЗ. Проведені дослідження показали, що задані вимоги можуть бути забезпечені швидкодіючим електромагнітом двосторонньої дії з нейтральною або поляризованою магнітною системою, у якій заданий час спрацьовування досягається за рахунок прискорювальної пружини, а електромагнітні сили використовуються в основному для утримання якоря в крайніх положеннях. Такі приводи відносяться до ЕМ зворотно-поступальної й зворотно-обертальної дії. Для забезпечення заданої динаміки перемикання механічна система такого ЕМ будується за принципом резонансної (маятникової). В ЕМ такого типу якорь переміщується під дією робочої (прискорювальної) пружини й електромагнітної сили, створюваною обмоткою керування й/або постійним магнітом. Хід робочої пружини становить половину від повного ходу якоря.

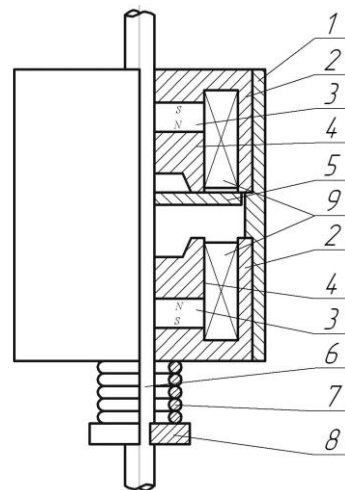


Рис. 2. Конструкція електромагнітного приводу ГРМ [4]

Обрана конструкція ЕМП (рис. 2) містить два ЕМ, установлених у загальному циліндричному корпусі 1. Кожний ЕМ має броньову магнітну систему, що утворена зовнішнім чашоподібним магнітопроводом 2, концентратором магнітного поля в робочому повітряному зазорі 4 і утримуючим постійним магнітом 3. Загальний для обох ЕМ якорь 5 жорстко закріплений на штоку 6, що діє на клапан ГРМ. На нижньому кінці штока 6 за допомогою запірного кільця 8 установлена пружина 7, що по своїх характеристиках ідентична клапанній пружині й створює зусилля протилежне останньої. Під дією цих пружин в основному здійснюється рух якоря й усього клапанного механізму в межах його ходу. Електромагніти утримують клапан у

крайніх положеннях і забезпечують необхідний закон його переміщення.

Керування кожним ЕМ здійснюється за допомогою обмотки керування 9, імпульсами напруги від силового електронного комутатора системи керування двигуном.

На підставі розробленої методики розрахунку електромагніта були отримані геометричні розміри й обмотувальні дані електромагніта. З огляду на складну конфігурацію магнітної системи пристрою, застосування методів теорії ланцюгів не дозволяє одержати прийнятну точність, тому для розрахунку статичних характеристик електромагніта були використані методи теорії поля. З урахуванням конфігурації магнітної системи в розглянутій конструкції розрахунок магнітного поля зводився до рішення завдання в вісесиметричній постановці. Розрахунок виконувався методом кінцевих елементів з використанням програмного комплексу FEMM.

З використанням методики, наведеної в [5] отримані динамічні характеристики (рис. 3) і необхідний закон керування ЕМП (рис. 4).

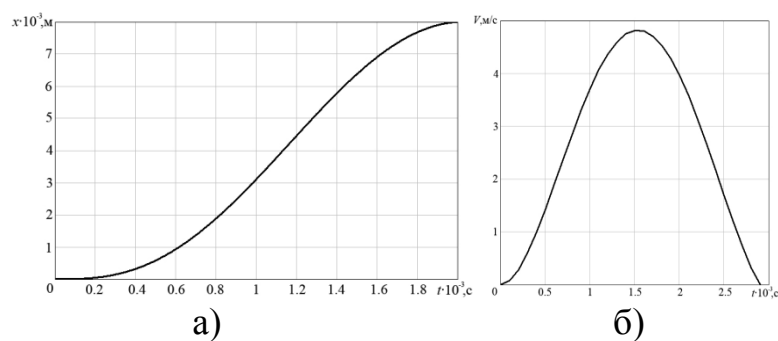


Рис. 3. Динамічні характеристики ЕМП:
а) залежність переміщення якоря від часу;
б) залежність швидкості якоря від часу

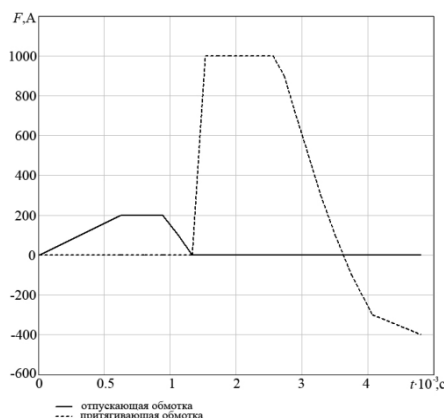


Рис. 4. Закон зміни МДС обмоток від часу

Розроблено методику для визначення початкових параметрів керування при використанні системи керування ЕМП із мінімальною

кількістю датчиків стану привода. За допомогою даної методики визначаються тривалості кожної фази й величини струмів на їхньому протязі. Це дозволяє синтезувати параметри фотополяриметра сигналу керування, що повинен забезпечувати задану динаміку спрацьовування ЕМП. Система керування електромагнітним клапаном повинна забезпечувати задану швидкість підходу якоря до крайніх положень і його утримання. Для "м'якої" посадки якоря на магнітопровід і клапана на сідло ця швидкість повинна бути близькою до нуля.

Висновки. Система з індивідуальним електромагнітним приводом клапана ГРМ забезпечить:

- більш низький рівень викиду шкідливих речовин;
- зниження витрати палива, аж до відключення окремих циліндрів (на холостому ході досягає 18%, а в найбільш ходовому діапазоні обертів, при часткових навантаженнях - 10%);
- зниження витрати енергії на тертя;
- поліпшення потужностних характеристик двигуна шляхом розширення діапазону підвищеної потужності й крутного моменту по частоті обертання;
- можливість одержання багатопаливного двигуна;
- зниження шуму, вібрацій і твердості роботи двигуна.

У цей час дослідження ЕМП ГРМ спрямовані на розробку нових конструкцій, удосконалення системи керування й алгоритмів керування з метою зниження енергоспоживання і масогабаритних показників, з метою одержання повністю керованого мехатронного пристрою.

Література

1. *Гутаревич Ю.Ф.* Екологія та автомобільний транспорт / *Ю.Ф. Гутаревич [и др.]* // Навчальний посібник. — К.: Арістей, 2006. — 292 с.
2. Мінфін України. — [Електронний ресурс]. — Режим доступу <http://minfin.com.ua/2011/01/05/304220/>.
3. *Луканин В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процесов / *В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян [и др.]*; [Под ред. В.Н. Луканина] . — Т. 1. — М.: Высшая школа, 1995. — 369 с.
4. Пат. 2284600 РФ. Способ управления быстродействующим электромагнитом / *А.В. Павленко, В.П. Гринченков, Н.П. Беляев, А.А. Постников, А.А. Гуммель.* — 10.11.2004; Опубл. 27.09.2006; Бюл. № 27. — 4 с.
5. *Павленко А.В.* Проектирование быстродействующих электромагнитов с заданными динамическими параметрами /

А. В. Павленко [и др.] // Изв. вузов. Электромеханика. – 2002. – № 4. – С.76–80.

б. Павленко А.В. Анализ и синтез быстродействующих электромагнитных приводов мехатронных систем / А.В. Павленко [и др.] // Техн. науки. – 2003. – С. 28-30.

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПУТЕМ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГАЗОРАЗДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Болтянский О.В., Болтянская Н.И.

Аннотация – рассмотрено усовершенствование газоразделительного механизма (ГРМ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) путем использования индивидуальных приводов клапанов.

IMPROVING THE ENVIRONMENTAL AND ECONOMIC INDICATORS OF AUTOMOBILE ENGINES THROUGH IMPROVED TIMING

O. Boltyanskiy, N. Boltyanskaya

Summary

Improvement of the mechanism of timing of internal combustion engines by implementation of individual valve actuators is considered.

УДК 621.43

ТЕНДЕНЦИИ ФОРСИРОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ЗАРУБЕЖНЫХ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Стефановский А.Б., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – на основе информации ряда зарубежных дизелестроительных фирм о современных моделях неавтомобильных дизелей, выявлены характерные значения их литровой мощности.

Ключевые слова - фирма, тракторный дизель, эффективная мощность, литровая мощность, отработавшие газы.

Постановка проблемы. Современное дизелестроение характеризуется тенденцией к повышению удельных мощностных показателей при ограничении роста удельного расхода топлива и снижении токсичности отработавших газов (ОГ). За последние годы произошло значительное ужесточение зарубежных норм на содержание вредных веществ в ОГ дизелей, в том числе тракторных, и появилась тенденция к ограничению удельного расхода топлива (для снижения выбросов углекислого газа).

Анализ последних исследований. Поскольку украинские сельскохозяйственные предприятия, хотя в небольшом количестве, но покупают новые модели тракторов и комбайнов у дилеров зарубежных фирм, то информация об особенностях конструкций современных моделей зарубежных тракторных дизелей полезна для отечественных технических специалистов. Эта информация, например, содержится в публикациях сотрудников зарубежных дизелестроительных фирм в журнале *Industrial Vehicle Technology International* (далее сокращенно IVTI), издаваемом британской фирмой UKiP Media & Events Ltd[1,2,3]

Цель работы – проанализировать уровни форсирования современных моделей зарубежных неавтомобильных (в частности, тракторных) дизелей, по данным выпусков журнала IVTI за 2010 г. и других источников.

Основная часть. Фирма John Deere Power Systems (JDPS) в 2010 г. предлагает обновленное семейство тракторных дизелей PowerTech,

модификации которых охватывают диапазон эффективной мощности $N_{\text{ен}} = 56...448$ кВт [1; 2]. При рабочем объёме этих рядных 4- и 6-цилиндровых дизелей 4,5...13,5 л, их литровая мощность $N_{\text{ел}}$ достигает 29...33 кВт/л. В свою очередь, она получена благодаря применению регулируемого турбонаддува; вместе с рециркуляцией охлажденных ОГ, он применяется на тракторных дизелях John Deere с 2005 г. Эти модели дизелей обозначаются буквами PWX, PVX, PSX по возрастанию мощности. Кроме того, с 2007 г. выпускаются менее мощные и форсированные дизели моделей M и E ($N_{\text{ен}} = 36...49$ кВт; $N_{\text{ел}}$ до 20 кВт/л) с рабочим объёмом 2,4 л, снабжённые нерегулируемым турбонаддувом.

Как утверждает представитель фирмы JDPS Дж. Пясецки [1], все новые модели тракторных дизелей выполняют нормы на содержание вредных веществ в ОГ, вступающие в силу 01.01. 2011 г. и 01.01. 2012 г., соответственно, для дизелей с $N_{\text{ен}} \geq 130$ кВт и $N_{\text{ен}} = 56...129$ кВт. Отличие этих норм от предыдущих состоит в том, что допустимый выброс частиц снижен на 90%, а оксидов азота NO_x – на 50%. Ограничение выброса NO_x достигается у всех моделей дизелей за счет применения рециркуляции охлажденных ОГ. Для существенного снижения выброса частиц с ОГ, в системах выпуска дизелей John Deere вместо глушителей устанавливаются фильтры. Они требуют периодической очистки (регенерации), которая достигается с помощью специальной «дозировочной системы», воздействующей либо на рабочий процесс дизеля (при $N_{\text{ен}} < 130$ кВт), либо непосредственно на фильтр.

К особенностям конструкции тракторных дизелей PowerTech PWX, PVX и PSX относятся четыре клапана на цилиндр, открытые камеры сгорания в поршнях, регулируемый турбонаддув (двухступенчатый у PSX), воздушное охлаждение наддувочного воздуха (ОНВ), электронная система управления (ЭСУ). Эти дизели могут работать на топливных смесях с добавкой биотоплив.

Менее мощные дизели PowerTech E имеют два клапана на цилиндр, нерегулируемый турбонаддув, воздушное ОНВ, ЭСУ и автоматизированными топливными насос-форсунками. Более проста конструкция дизелей PowerTech M, снабжённых механическими топливными насос-форсунками и не имеющих ЭСУ. Эти модели не снабжены рециркуляцией охлажденных ОГ и фильтрами для очистки ОГ от частиц, так как соответствуют менее жёстким нормам на содержание вредных веществ в ОГ, ещё действующим ближайшие годы.

Немецкая дизелестроительная фирма MTU Friedrichshafen GmbH (далее MTU) в 2010 г. продемонстрировала модели 6- и 12-цилиндровых дизелей (обозначенных соответственно 1500 и 1600),

уже выполняющих перспективные нормы на содержание вредных веществ в ОГ, действующие с 2014 г. [3].

Начиная с 2014 г., новые модели дизелей MTU с рабочим объёмом цилиндра 1,75 л, обозначенные 4R и 6R, заменят на строительных и специальных машинах дизели Mercedes-Benz OM моделей 400, 500 и 900 в диапазоне $N_{ен} < 560$ кВт. По сравнению с предшествующими моделями, новые дизели MTU отличаются повышенным на 20% ресурсом, увеличенной на 5% мощностью, «чрезвычайно низким» расходом топлива и «отличным» крутящим моментом при пониженных оборотах, а также повышенной тормозной мощностью.

Более высокой мощностью (567...730 кВт) отличаются V-образные дизели MTU семейства моделей 1600, имеющие 10 и 12 цилиндров. Однако, как легко видеть, их литровая мощность не превышает 35 кВт/л; по-видимому, это ограничение объясняется необходимостью снизить тепловую напряжённость и риск отказов столь мощных дизелей (и соответствующих мобильных машин).

Высокая мощность и хорошая экономичность новых дизелей MTU объясняются применением на них сложных систем турбонаддува. Кроме того, невысокая требовательность дизелей к качеству топлива обусловлена применением современной аккумуляторной топливной системы «Common Rail», обеспечивающей точное дозирование и очень тонкое распыливание топлива.

Новые модели дизелей MTU снабжены ЭСУ. Как утверждает представитель этой фирмы Г. Крамер [3], данная ЭСУ сможет контролировать обезвреживание ОГ при любых будущих модификациях системы выпуска дизеля модели 1600.

Способы снижения токсичности ОГ различаются у менее и более мощных моделей дизелей MTU. У перспективных моделей с $N_{ен}$ менее 560 кВт используется наиболее сложная технология: рециркуляция ОГ, очистка ОГ от частиц и каталитическое восстановление оксидов азота, причем дополнительные агрегаты смонтированы компактно, вместо обычного глушителя. Начиная с 2011 г., фирма MTU будет оснащать дизели с $N_{ен} < 560$ кВт каталитическим восстановителем NO_x и комбинированным глушителем. Благодаря улучшенному процессу сгорания, в системах выпуска наиболее мощных дизелей MTU не используются фильтры и каталитическое восстановление NO_x , требующее расхода дополнительной жидкости. Вместо этого, используются окислительные нейтрализаторы; рециркуляция ОГ также применяется для снижения окисления азота при сгорании.

Вследствие недостаточности информации в статье [3] о показателях выпускаемых дизелей MTU для сельскохозяйственной техники, дополнительно эти данные найдены на веб-сайте фирмы [4].

В частности, указанная там максимальная величина $N_{ен}$ дизелей семейства 1600 равна 668 кВт, а минимальная (6-цилиндровой модели) 343 кВт. Литровая их мощность близка к 32 кВт/л.

Фирма Cummins (США) использует в своих современных моделях дизелей для тракторов, строительных и специальных машин те же методы снижения токсичности ОГ (рециркуляцию охлажденных ОГ и очистку ОГ от частиц), а также регулируемый турбонаддув, с 2007 г. [5].

В 2011 г. будут выпускаться наиболее мощные модели дизелей QSX с рабочим объемом 11,9 и 15 л, развивающие $N_{ен}$ соответственно до 373 и 447 кВт. Их литровая мощность достигает 30...31 кВт/л. Максимальный крутящий момент, соответственно, составляет около 2,2 и 2,8 кН*м, причём система регулирования двигателя обеспечивает повышение крутящего момента до 50% при частоте вращения ниже номинальной (1800...2100 1/мин). Благодаря улучшению процессов распыливания топлива и сгорания, топливная экономичность дизелей QSX улучшена почти на 5%. Они снабжены фильтрами ОГ и рециркуляцией охлажденных ОГ.

Для менее мощных дизелей ($N_{ен} = 56...129$ кВт) более жёсткие нормы содержания вредных веществ в ОГ будут действовать, начиная с 2012 г. Фирмой Cummins разработаны модели 4- и 6-цилиндровых тракторных дизелей QSB с рабочим объемом 3,3...6,7 л. Дизели QSB3.3 и QSB4.5 развивают мощность соответственно до 82 и 119 кВт, а QSB6.7 – до 224 кВт. (Последняя модель имеет модификации с мощностью до и более 130 кВт, отличающиеся технологией обработки ОГ.) Литровая мощность наиболее мощной модификации дизеля QSB6.7 – более 33 кВт/л. 4-цилиндровые дизели QSB3.3 и QSB4.5 снабжены регулируемым турбонаддувом, рециркуляцией охлажденных ОГ и компактным окислительным нейтрализатором (последний может объединяться с глушителем), и отличаются улучшенной на 5% экономичностью (по сравнению с моделями, выпускавшимися до 2010 г.).

Дизелестроительная фирма Perkins разрабатывает новые модели тракторных и специальных дизелей, тесно сотрудничая с изготовителями соответствующих мобильных машин [6]. Такое взаимодействие приводит одновременно к улучшению параметров мобильной машины и сокращению срока проектирования её силовой установки почти на полгода. Новые конструкции дизелей проходят тщательные эксплуатационные испытания, в том числе при экстремальных условиях. Результаты таких испытаний позволили улучшить качество моделирования силовых установок и оптимизировать технологию обезвреживания ОГ дизелей, имеющих разную мощность и различное назначение. Например, для дизелей

моделей 1204E-E44TA и 1206E-E66TA, имеющих мощность до 130 кВт, разработан необслуживаемый фильтр очистки ОГ от частиц, размещаемый в моторном отсеке трактора вне зоны легкой доступности. На дизелях Perkins не используется каталитическое восстановление NO_x.

Новые модели дизелей Perkins, выполняющие более жёсткие нормы содержания вредных веществ в ОГ, охватывают диапазон мощности от 9 до 225 кВт (табл.1) [6 - 8].

Таблица 1

Параметры тракторных дизелей Perkins (2010 г.)

Обозначения моделей	Эффективная мощность, кВт	Рабочий объём, л	Литровая мощность, кВт/л
1206E-E70TTA	225	7,0	32
1206E-E66TA	129	6,6	20
1204E-E44TA / TTA	110 и 129	4,4	25...29
1106D-E66TA	186	6,6	28
1100 Series (4-цилиндровые)	64...106	4,4	14...24
854E-E34T / TA	55 и 86	3,4	16...25
400 Series (4-цилиндровые)	26...49	1,5 и 2,2	18...22

Мощностные показатели дизелей, перечисленных в табл.1, значительно повышены, по сравнению с моделями прежнего поколения. Так, N_{ен} 4-цилиндрового дизеля 850 Series повышена на 40% по сравнению с дизелем 800 Series; N_{ен} дизелей 1204E и 1206E повышена на 23%, а экономичность улучшена на 8% по сравнению с показателями предшественников. К особенностям дизеля 850 Series относятся регулируемый турбонаддув и аккумуляторная топливная система "Common Rail". 6-цилиндровый дизель модели 1206E-E70TTA, литровая мощность которого достигает 32 кВт/л, разработан на базе менее форсированной модели 1206E-E66TA.

4-цилиндровые дизели 400 Series, в отличие от других, предкамерные, со степенью сжатия около 23; модели с N_{ен} = 26,5 и 38 кВт не имеют турбонаддува [7; 8]. Основные технические параметры тракторных и специальных дизелей Perkins из 6 семейств, кроме степени сжатия, представлены в справочном пособии [8]. Три этих семейства (1100A, 1100C, 1100D) в статье [6] не упоминаются, видимо, так как не считаются перспективными.

В статье П. Хилла [9] упоминается 8-цилиндровый дизель TCD 2015 V08 с рабочим объемом 15,9 л, выпускаемый немецкой фирмой Deutz и установленный на 4-осном тракторе AgroXXL 1630. Этот двигатель с мощностью 440 кВт (при 1900 1/мин) развивает максимальный крутящий момент 2,8 кН*м, имеет регулируемый турбонаддув и ОНВ.

Показатели форсирования рассмотренных зарубежных моделей неавтомобильных дизелей были сопоставлены с показателями таких дизелей с турбонаддувом, выпускающихся в России и Беларуси, и комбайнового дизеля СМД-31А (табл. 2) [10–13]. Видно, что их литровая мощность, как правило, не превышает 20 кВт/л. Вследствие применения более простых топливных систем, отсутствия рециркуляции ОГ и очистки ОГ от частиц, эти дизели не выполняют норм содержания вредных веществ в ОГ, выполняемых ранее рассмотренными зарубежными моделями. При нерегулируемом турбонаддуве, запас крутящего момента при снижении частоты вращения не превышает 20-25%. Эти особенности приводят к меньшей требовательности дизелей к уровню технического обслуживания, по сравнению с ранее рассмотренными зарубежными дизелями. Но это преимущество временное, так как в Украине численность зарубежных мобильных машин с высокофорсированными дизелями постепенно возрастает.

Таблица 2

Параметры ряда неавтомобильных дизелей, выпускаемых в России

Обозначения моделей	Эффективная мощность, кВт	Рабочий объем, л	Литровая мощность, кВт/л
850.10; 8501.10*	412; 324*	25,9	16; 12,5
ЯМЗ-238НД5	221	14,9	15
ЯМЗ-236Б-3; ЯМЗ-236НЗ*	184; 169*	11,2	16,5; 15*
8424.10-08	346	17,2	20
8481.10-04, 8486.10-02; 8521.10*	309; 305*	17,2	18
Д-461-51	173	11,2	15,5
Д-442-47; Д-442-24И*	115; 112*	7,43	15,5; 15*
Д260.4-327	154	7,12	22
Д245-06	75	4,75	16
СМД-31А	173	9,55	18

На графике зависимости литровой мощности от номинальной эффективной (рис. 1) видно, что уровень $N_{\text{ел}}$ несколько повышается с

возрастанием $N_{\text{ел}}$, причём эта тенденция особенно заметна для зарубежных дизелей с мощностью до 150 кВт. После достижения уровня 32...34 кВт/л рост литровой мощности прекратился, видимо, вследствие удовлетворительности достигнутых показателей дизелей.

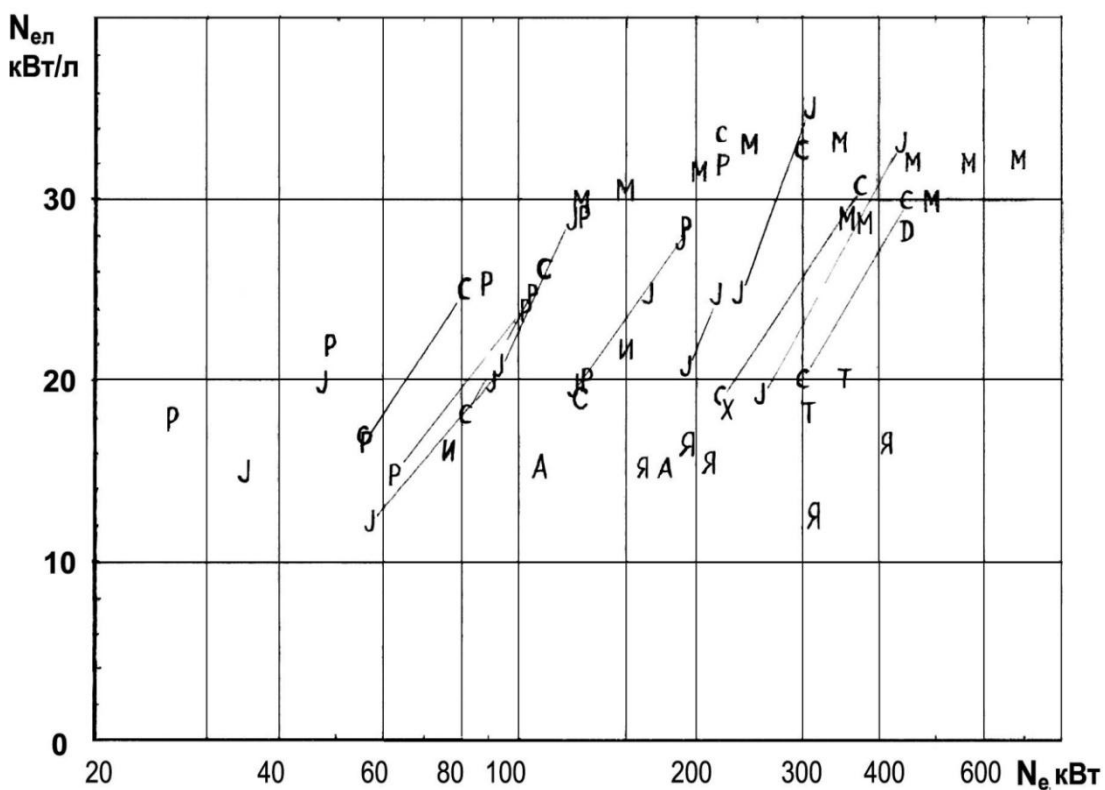


Рис. 1. Литровая мощность зарубежных неавтомобильных дизелей с турбонаддувом, в зависимости от их эффективной мощности (по данным источников [1 - 13])

Дизели, выпускаемые за пределами стран СНГ:

C Cummins, D Deutz, J John Deere Power Systems, M MTU, P Perkins;

Дизели, выпускаемые в СНГ моторными заводами:

A – Алтайским, И – Минским, Т – Тутаевским, Я – Ярославским; X – дизель СМД-31А [13].

Линиями соединены точки, соответствующие границам опубликованных диапазонов мощности и рабочего объёма для семейств дизелей.

В целом, неавтомобильные дизели с турбонаддувом, выпускаемые в странах СНГ, по уровню литровой мощности сравнимы только с наиболее мощными из рассмотренных зарубежных дизелей. Например, по уровню $N_{\text{ел}}$ современные дизели Perkins близки к российским и белорусским в диапазоне рабочего объёма менее 7 л. При дальнейшем его увеличении, повышенная литровая мощность зарубежных дизелей позволяет получить в 1,5 – 2 раза бóльшие

значения эффективной мощности $N_{\text{ен}}$. Однако ограничение рабочего объёма должно компенсироваться повышением давления наддува и цикловой подачи топлива, чтобы сохранить приемлемый крутящий момент дизеля. Поэтому дизели, выпускаемые в странах СНГ, при большем рабочем объёме меньше зависят от совершенства используемых схем турбонаддува.

Выводы. Зарубежные дизелестроительные фирмы предлагают новые модели средне- и высокофорсированных дизелей с неразделёнными камерами сгорания, литровая мощность которых достигает 30...35 кВт/л. Это позволяет либо уменьшить рабочий объём дизеля, размеры и стоимость силовой установки мобильной машины, либо получить весьма высокую агрегатную мощность (как у дизелей MTU 1600) в компактной силовой установке. Благодаря применению регулируемого турбонаддува, рассмотренные дизели имеют запас крутящего момента до 50% при снижении частоты вращения. Почти все рассмотренные зарубежные дизели 4- и 6-цилиндровые, снабжены аккумуляторными топливными системами и электронными системами управления.

Новыми моделями зарубежных неавтомобильных дизелей (JDPS, MTU, Cummins, Perkins) выполняются нормы содержания вредных веществ в ОГ, постепенно вступающие в силу в США и странах Евросоюза, начиная с 2011 г. Это достигнуто, в основном, благодаря применению рециркуляции охлаждённых ОГ и очистке ОГ от частиц. Реже применяются окислительные нейтрализаторы, и ещё реже - каталитическое восстановление оксидов азота, требующее расхода специальной жидкости.

Выпускаемые в странах СНГ тракторные дизели с турбонаддувом отличаются от ранее рассмотренных зарубежных существенно меньшей литровой мощностью (12...22 кВт/л), применением более простых топливных систем, отсутствием средств обезвреживания ОГ. Можно предположить, что их конструкции лучше приспособлены к сложившемуся в этих странах уровню организации и технологии технической эксплуатации мобильных машин.

Литература

1. *Piasecki J.* Power ranges / *J. Piasecki* // IVTI. – 2011. – Off-highway edition. – P. 30–31.
2. *Turbé-Bion M.* Invest for success / *M. Turbé-Bion* // IVTI. – 2010. – Off-highway edition. – P. 43–44.
3. *Kramer G.* The final frontier / *G. Kramer* // IVTI. – 2011. – Off-highway edition. – P.32–33.
4. MTU. Power. Passion. Partnership. Diesel Engines Overview / General Purpose Diesel Engines : [Электронный ресурс]. – Режим доступа :

www.mtu-online.com/mtu/products/diesel-engines-overview/general-purpose-diesel-engines.

5. *Nendick S.* Stage craft / *S. Nendick* // IVTI. – 2011. – Off-highway edition. – P.34–35.
6. *Levick J.* Opportunity knocks / *J. Levick* // IVTI. – 2011. – Off-highway edition. – P. 39–41.
7. Perkins 400 Series. EPA Tier 4, Interim Tier 4/EU Stage IIIA. The heart of every great machine / Perkins Engines Company Ltd. – 2008. – 5 p.
8. Perkins Industrial Power Selector. 10.2 - 225 kW / Perkins Engines Company Ltd. – 2010. – 2 p.
9. Hill P. 4-4-2 // IVTI. – June 2010. – P.30–36.
10. Yardizel.ru. Двигатели, запчасти, электростанции : [Электронный ресурс]. – Режим доступа : Yardizel.ru.
11. Интернет-магазин "Алтайдизель-регион" : [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.altdiesel.ru.
12. Частное предприятие "ТД ММЗ" : [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.tdmmz.by/index.php.
13. ФООП Русанов И.В. Двигатели : [Электронный ресурс]. – Режим доступа : rusanov.uarom.net/product_list/group_211639.

ТЕНДЕНЦІЇ ФОРСУВАННЯ СУЧАСНИХ МОДЕЛЕЙ ІНОЗЕМНИХ ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ

Стефановський О.Б.

Анотація – на базі інформації ряду іноземних дизелебудівних фірм про сучасні моделі неавтомобільних дизелів, встановлено характерні значення їх літрової потужності.

TRENDS IN THE PERFORMANCE OF MODERN MODELS OF FOREIGN TRACTOR DIESEL ENGINES

A.B. Stefanovskiy

Summary

Characteristic values of the diesel engine specific power are found on basis of evidence on modern non-automobile diesel engine models offered by several foreign diesel engine manufacturers.

УДК 631.171.075.3

ПОЛІПШЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАДИЦІЙНИХ СТАЛЕЙ

Сушко О.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-13-54

Анотація – робота присвячена аналізу основних сучасних методів поліпшення механічних характеристик традиційних сталей, які використовуються для виготовлення вузлів та деталей тракторів і автомобілів.

Ключові слова – сталі, тріщиностійкість, зернистість, термічна обробка, конструкційна міцність.

Постановка проблеми. У процесі виробництва, технічного обслуговування та ремонту автомобілів, тракторів та інших механізмів використовують близько 5,5 тис. різних матеріалів. Найпоширенішими серед них є сплави на основі заліза – сталі та чавуни.

Недостатня надійність машин призводить до значних економічних втрат, які пов'язані з ремонтом та технічним обслуговуванням. Наприклад, на ремонт автомобілів витрачається 25-30% металу, потрібного на виготовлення нової машини, а витрати на його ремонт і технічне обслуговування в експлуатації у 6 разів більші за вартість самого автомобіля [1].

Аналіз останніх досліджень. У масі сучасного легкового автомобіля сталі складають 40 %, чавуни – 13%, пластмаси близько 10%, цинк 0,5 %. У вантажних автомобілях частка сталі наближається до 60 %. Для забезпечення необхідних властивостей автомобільних та тракторних деталей, що експлуатуються в різних умовах, використовують понад 50 марок конструкційних сталей [2,3]. Витрати на метал складають до 25% собівартості машини. Від якості матеріалу, від його раціонального і ефективного вибору залежать маса автомобіля, його надійність і довговічність, витрати пального, мастила. В наш час істотно розширюється використання сплавів на основі легких металів, пластмас, композиційних матеріалів, що може суттєво зменшити масу машин і відповідно підвищити їх експлуатаційні характеристики [4].

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є аналіз існуючих сучасних методів поліпшення механічних характеристик традиційних сталей з метою підвищення їх конструкційної міцності.

Основна частина. У теперішній час існують дві тенденції підвищення надійності сталевих конструкцій [5]:

- поліпшення властивостей традиційних сталей;
- використання спеціальних високоміцних сталей, які поєднують високі характеристики міцності та тріщиностійкості з низьким порогом холодноламкості.

Основними шляхами досягнення підвищення тріщиностійкості традиційних сталей при збереженні високого рівня характеристик їх міцності є:

1. Застосування високочистих сталей з мінімальною кількістю шкідливих домішок.
2. Одержання в сталях ультрадрібного зерна.
3. Термомеханічна обробка.
4. Поверхневе зміцнення, що викликає напруження стиску, зокрема, поверхнева пластична деформація.
5. Специфічні види відпуску, які забезпечують «заліковування» субмікроскопічних тріщин, що виникають при гартуванні (наприклад, відпуск під напруженням).

Розглянемо ці напрямки більш докладно.

Високочисті сталі. Досвід свідчить, що чистота металу за шкідливими домішками мало впливає на міцність $\sigma_{0,2}$ і пластичність (δ – відносне подовження, ψ – відносне звуження). Але істотно підвищує ударну в'язкість KCU і роботу розвитку тріщини (KC_z – робота зародження тріщини, KC_p – робота розвитку тріщини) та знижує температуру переходу в крихкий стан $t_{кр}$. Дані для сталі 40X2H1 різної чистоти представлені в табл.1.

Таблиця 1

Вплив шкідливих домішок на властивості сталі 40X2H1
після покращення (А.П.Гуляєв)

Ступінь чистоти сталі	Загальна кількість домішок, ppm	Властивості							
		σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %	KCU , Дж/см ²	KC_z , Дж/см ²	KC_p , Дж/см ²	$t_{кр}$, °С
Звичайна	1642	1080	960	19	59	97	42	55	-40
Чиста	1214	1040	930	19	58	112	44	68	-80
Високочиста	547	1060	940	19	59	191	36	155	-110

Під звичайною розуміють сталь, виплавлену у відкритій електропечі. Чиста сталь – виплавлена у вакуумі, високочиста – у вакуумі з використанням чистої шихти. Термічна обробка полягала у гартуванні та відпуску при 600 °С.

Зменшення вмісту домішок підвищує також тріщиностійкість K_{Ic} . Так для однієї і тієї ж марки сталі при міцності $\sigma_{0,2} = 1400 - 1500$ МПа після очищення від сірки і газів K_{Ic} зросло від 57 – 72 до 69 – 88 МПа·м^{1/2}.

Наведені данні свідчать, що очищення (рафінування) сталі є одним з важливих резервів підвищення конструкційної міцності.

Обробка на ультрадрібне зерно. Відомо, що границя текучості сталі змінюється залежно від розміру зерна за законом Холла-Петча [2]

$$\sigma_{0,2} = \sigma_0 + k_y d^{-1/2}, \quad (1)$$

де σ_0 – границя текучості металу без урахування гальмівного впливу границь зерен на рух дислокацій (з деяким наближенням можна прийняти за σ_0 границю текучості монокристала);

k_y – коефіцієнт зміцнення, що залежить від природи матеріалу;

d – розмір зерна (субзерна).

При цьому зернограничне зміцнення не супроводжується помітним зниженням в'язкості руйнування. Зазвичай цей показник навіть збільшується.

Подрібнення зерна підвищує границю витривалості сталі, ударну в'язкість, в тому числі роботу розвитку тріщини, помітно знижує поріг холодноламкості. Наприклад, для однієї з марок середньовуглецевої сталі подрібнення зерна з ~25 мкм до ~2 мкм знизило температуру в'язко-крихкого переходу з +90 °С до –100 °С. Для легованої конструкційної сталі подрібнення зерна з 25 до 3-5 мкм одночасно приводить до підвищення σ_g з 1330 до 1670 МПа, K_{Ic} – з 72 до 97 МПа·м^{1/2}, ударної в'язкості – у 1,8 рази. У сталі з $\sigma_{0,2} = 2000 - 2500$ МПа подрібнення зерна з 50 до 3-5 мкм дозволяє збільшити K_{Ic} у 3–4 рази [6].

Отже, можна зробити висновок, що обробка на наддрібне зерно дозволяє одержати унікальне поєднання міцності, пластичності, в'язкості, низької температури в'язко-крихкого переходу і є ефективним методом підвищення конструкційної міцності.

Не зупиняючись докладно на методах одержання ультрадрібного зерна, перелічимо основні.

1. *Металургійні методи:* виплавлення спадково дрібнозернистих сталей, сталей з карбонітридним зміцненням, підвищення швидкості зародження центрів кристалізації в результаті зміни температурних

умов затвердіння або застосування модифікування тощо. Це дозволяє одержати дрібнозернисту структуру литого металу.

2. *Термічна обробка*: прискорене нагрівання в аустенітну область, наприклад, використовуючи СВЧ або електричний струм, який пропускають через виріб, багаторазова обробка, термоциклічна обробка, що передбачає кілька циклів нагріву і охолодження навколо критичних точок. В результаті використання зазначених обробок вдається одержати зерно розміром 2-3 мкм. До цієї групи методів належать також різні види термомеханічної обробки, при застосуванні яких отримують наддрібне зерно.

Поверхнева пластична деформація (ППД) – один з ефективних способів підвищення границі витривалості. Стискувальні напруження, які створюються у поверхневих шарах деталі. Приводять до збільшення опору розвитку тріщин у виробі. Це помітно підвищує K_{Ic} . У табл. 2 наведені значення K_{Ic} після поверхневої обробки, яка супроводжується різним рівнем виникаючих стискувальних напружень [5].

Поверхневі стискувальні напруження знижують ефективний коефіцієнт концентрації напружень K_{σ} (відношення границі витривалості гладкого зразка $\sigma_{-1}^{глад}$ до границі витривалості зразка з надрізом $\sigma_{-1}^{н}$)

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}^{глад}}{\sigma_{-1}^{н}} . \quad (2)$$

Наприклад, для сталі 38ХС (термічна обробка – гартування і середній відпуск) застосування ППД підвищує σ_{-1} з 640 до 800 МПа. При цьому K_{σ} знижується від 1,7 до 1,09. Тому для зменшення чутливості виробу до концентрації напружень широко використовують ППД.

Таблиця 2
Вплив залишкових напружень на в'язкість руйнування сталі 40Х
(С.С.Дяченко)

Вид поверхневої обробки	Залишкове стискувальне напруження, МПа	K_{Ic} , МПа·м ^{1/2}
Вихідні зразки	0	44
Обкатка роликками	-90	51
Фрикційна зміцнювальна обробка + обкатка	-170	60

В останні роки ППД застосовують для багатьох виробів як завершальну операцію. Після такого виду обробки довговічність ресор

підвищується на 600 %, пружин – на 2500 %, півосей – на 1900 %, шатунів – на 1000 %, зубчастих коліс – на 400 %. Зварних з'єднань – на 300 %.

Відпуск під навантаженням. У реальному металі через неоднорідності мікробудови і наявність усякого роду дефектів виникають локальні мікронапруження, які можуть сягати значень, близьких до теоретичної міцності матеріалу, і викликати крихке руйнування. Тому зниження рівня цих напружень шляхом мікропластичної деформації має приводити до зростання конструкційної міцності. Одним із методів, які полегшують релаксацію напружень і тим самим зміцнюють метал, є відпуск під навантаженням.

Сутність методу полягає в прикладанні до зразка під час відпуску навантаження, верхній рівень якого має не перевищувати границі текучості матеріалу. Як правило, напруження при навантаженні знаходиться в межах $0,5 - 0,8 \sigma_{0,2}$. При цьому в окремих найбільш «слабких» місцях починається рух дислокацій, який приводить до релаксації локальних напружень. До того ж прикладання зовнішнього напруження викликає «заліковування» мікро- та субмікроскопічних тріщин, які виникають при гартуванні, особливо у високоміцних сталях. Для ілюстрації можна привести такі дані [7]: після гартування в сталі 30ХГСА ($\sigma_g = 1650 - 1700$ МПа) загальна довжина тріщин L , віднесена до одиниці поверхні, складала 27 см^{-1} , після звичайного відпуску при $320^\circ\text{C} \sim 25 \text{ см}^{-1}$, а після відпуску під напруженням $\sigma \sim 0,5 \sigma_{0,2} - 13 \text{ см}^{-1}$. Природно, внаслідок цього знижується схильність матеріалу до крихкого руйнування.

Висновки. У традиційних сталях за рахунок очищення від шкідливих домішок при однаковій міцності тріщиностійкість K_{Ic} може бути підвищена на 110 – 125 %. Ще більш значущим фактором є подрібнення зерна, що дозволяє збільшити тріщиностійкість у 3-4 рази. Помітно (у 1,5 рази) може бути підвищена конструкційна міцність застосуванням ППД.

Література

1. Кондратюк С.Є. Матеріалознавство та обробка металів: навч. посібник / С.Є. Кондратюк, М.В. Кіндрачук, В.О. Степаненко, Ю.Н. Москаленко. – Київ: Вікторія, 2000. – 254 с.
2. Дяченко С.С. Фізичні основи міцності та пластичності металів: Навч. посібник / С.С. Дяченко. – Харків: вид-во ХНАДУ, 2003. – 226 с.
3. Хільчевський В.В. Матеріалознавство і технологія конструкційних матеріалів: Навч. посібник / В.В. Хільчевський, С.Є. Кондратюк, В.О. Остапенко, К.Г. Лопатьмо. – Київ: Либідь, 2002. – 326 с.

4. Композиционные материалы.: Справочник / [Под ред. Д.М. Капиноса]. – Киев: Наукова думка, 1985. – 592 с.
5. Носкова Н.И. Субмикроструктурные и нанокристаллические металлы и сплавы / Н.И. Носкова, Р.Р. Милуков. – Екатеринбург: УрОРАН, 2003. – 279 с.
6. Мохарт А.В. Термічна обробка металів: Навч. посібник / А.В. Мохарт, М.Г. Чумак. – Київ: Либідь, 2002. – 572 с.
7. Callister W.D. Material Science and Engineering: an Introduction. 5th ed. / W.D. Callister.- NY: John Wiley & Sons, 2000. – 871 p.

УЛУЧШЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАДИЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

Сушко О.В.

Аннотация – работа посвящена анализу основных современных методов улучшения механических характеристик традиционных сталей, которые используются для изготовления узлов и деталей тракторов и автомобилей.

IMPROVEMENT OF MECHANICAL DESCRIPTIONS OF TRADITIONAL STEEL

O. Sooshko

Summary

The article is devoted to the analysis of basic modern methods of improvement of mechanical properties of traditional steel used for production of vehicle parts.

УДК 631.363

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ СКЛАДОВИХ РАЦІОНУ НА ЗАГАЛЬНУ ПЕРЕТРАВНІСТЬ ПОЖИВНИХ РЕЧОВИН РАЦІОНУ

Мілько Д.О., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – в статті викладено матеріали щодо перетравності коровами основних поживних речовин в залежності від складових раціону та їх кількості.

Ключові слова – перетравність, сирий протеїн, сирий жир, сира клітковина.

Постановка проблеми. Підвищення продуктивності тварин залежить не тільки від підвищення валового збору кормів, але і їх якості. Тому виробництво повноцінних кормів та зниження втрат поживних речовин при їх заготівлі є одним з найрішучих факторів зміцнення кормової бази тваринництва.

Сучасний стан обладнання для приготування кормів, може ледве задовольнити зоотехнічні вимоги щодо приготування кормів. Але в свою чергу зоотехнічні вимоги дозволяють варіювати у деяких межах склад раціону та зміст тих чи інших компонентів. Також якщо приймати до уваги достатньою для згодовування ступінь змішування, що дорівнює 85%, то можна лише припустити яким чином вплине варіювання компонентів у межах 15% на поїдання, засвоєння та перетворення кормів в той чи інший продукт в залежності від спрямовування господарства (м'ясо, молоко). Тому стає проблема створення збалансованих раціонів кормів за поживними речовинами та їх варіації щодо більш повного засвоєння поживних речовин.

Аналіз останніх досліджень. Існують залежності, які вказують на перетравність тої чи іншої поживної речовини в залежності від кількості останніх, а саме для жуйних тварин [1]:

$$Y_1=10,479+0,595X_1+0,162X_2+0,812X_3 \quad (1)$$

$$Y_2=4,694+1,158X_1+0,42X_2+0,558X_3 \quad (2)$$

$$Y_3=12,911+0,755X_1+0,561X_2+0,562X_3 \quad (3)$$

$$Y_4=11,011-0,223X_1+0,911X_2+0,44X_3 \quad (4)$$

$$Y_5=24,108+0,548X_1+0,128X_2+0,733X_3 \quad (5)$$

де Y_1, Y_2, \dots, Y_5 - видима перетравність органічних речовин, протеїну, жиру, клітковини та БЕР, %;

X_1, X_2, X_3 – концентрація протеїну, клітковини, та БЕР в органічній речовині раціону, %[2,3,4].

Мета роботи. Визначення впливу варіації кількості окремих поживних речовин шляхом варіювання кількості складових раціону у межах зоотехнічних вимог та виявлення найбільш якісної суміші на предмет її перетравності.

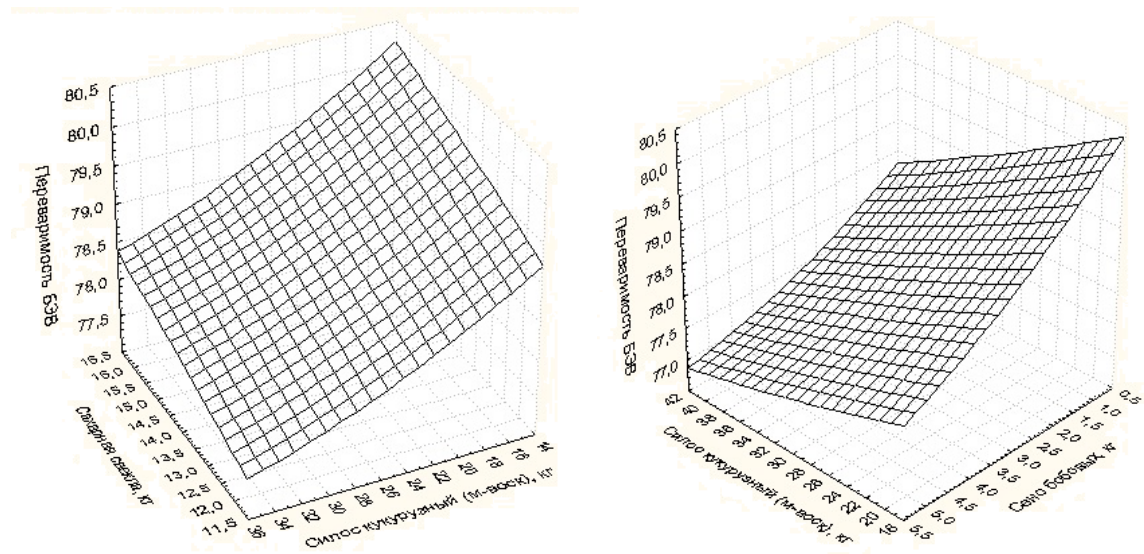
Основна частина. Для прикладу візьмемо найбільш розповсюджений раціон для степної зони України табл.1 [2, 3].

Таблиця 1

Раціон кормів для ВРХ з наведенням вмісту поживних речовин

Складові раціону	Кількість складових в раціоні, кг	Приблизний вміст поживних речовин, %			
		Сирий протеїн	Сирий жир	Сира клітковина	БЕР
Силос	30	2,3	0,9	7,4	12,6
Сіно (люцерна)	2	13,4	1,9	28,7	32,6
Сінаж	2	8,3	2,2	29	40,2
Концентровані корми	4	11,4	4,4	10,3	57,7
Коренебульбо-плоди	15	1,6	0,3	1,3	18,9

Підставивши дані до виразів (1 - 5), та по чергово фіксуєючи різні елементи на одному рівні ми отримали наступні результати (рис.1) для перетравності БЕР.



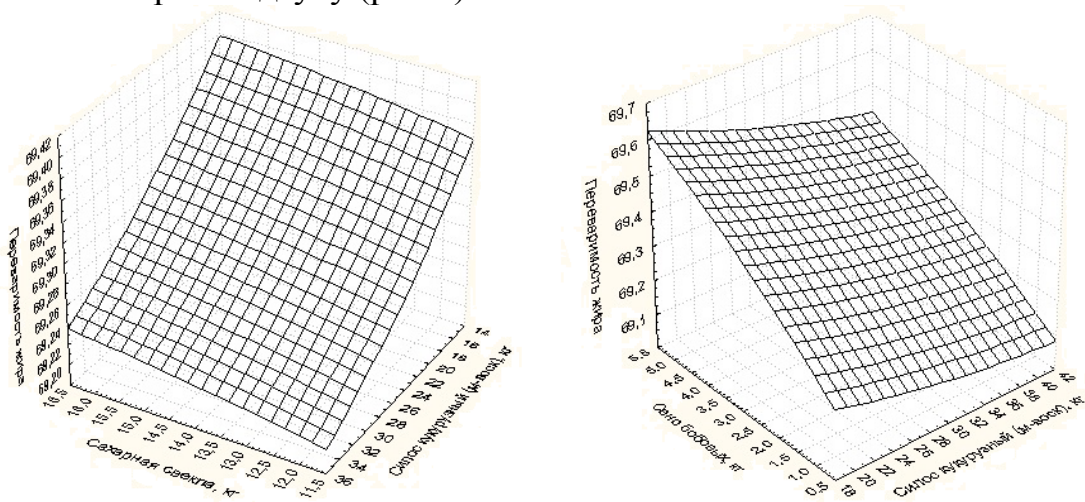
а)

б)

Рис. 1. Перетравність БЕР в залежності від концентрації:

- а) коренебульбоплодів (цукрового буряка) та силосу кукурудзяного;
 б) силосу кукурудзяного та сіна бобових

Для отримання впливу концентрації коренебульбоплодів, силосу кукурудзяного та сіна бобових на перетравність сирого жиру ми збудували поверхні відгуку (рис.2).



а)

б)

Рис. 2. Перетравність сирого жиру в залежності від концентрації:

- а) коренебульбоплодів (цукрового буряка) та силосу кукурудзяного;
 б) силосу кукурудзяного та сіна бобових.

Також ми виявили залежності впливу концентрації коренебульбоплодів, силосу кукурудзяного та сіна бобових на

перетравність сирого протеїну (рис.3), та на перетравність сирової клітковини (рис.4).

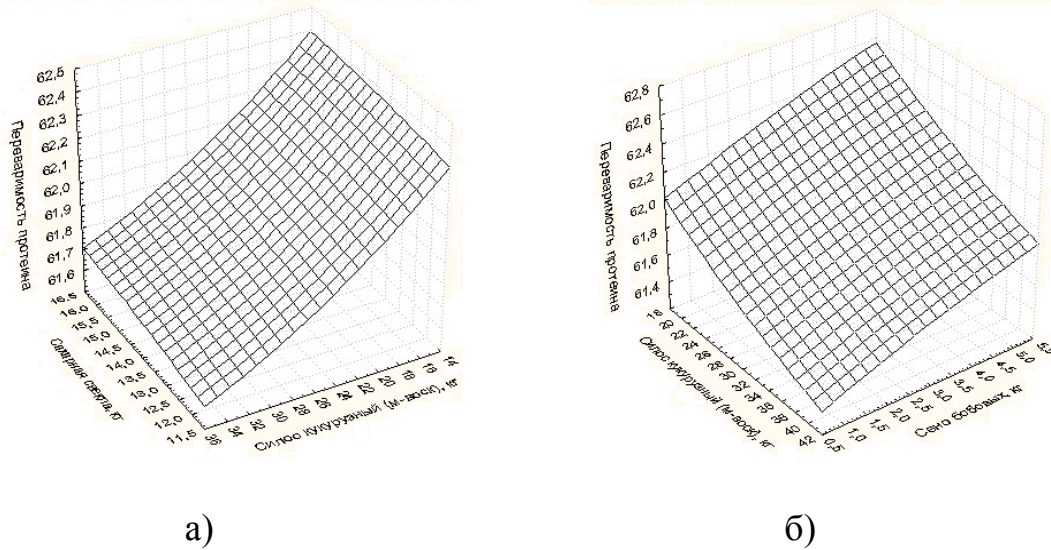


Рис. 3. Перетравність сирого протеїну в залежності від концентрації:
а) кореневульбоплодів (цукрового буряка) та силосу кукурудзяного;
б) силосу кукурудзяного та сіна бобових

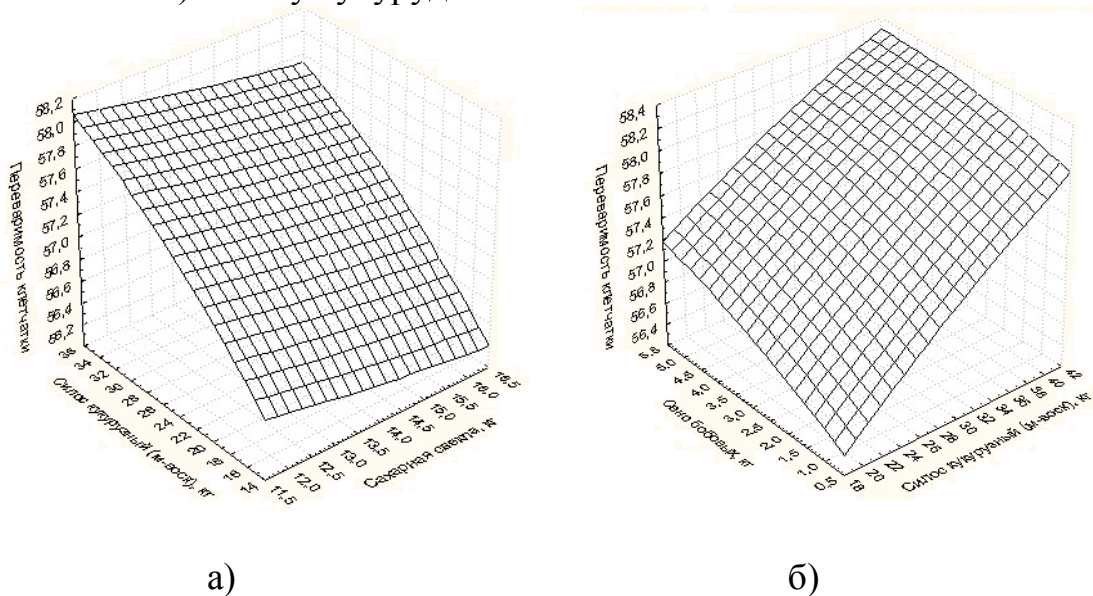


Рис. 4. Перетравність сирової клітковини в залежності від концентрації:
а) кореневульбоплодів (цукрового буряка) та силосу кукурудзяного;
б) силосу кукурудзяного та сіна бобових

Отже проаналізувавши вище наведені поверхні відгуку слід відзначити, що з трьох елементів раціону які були змінні можна зробити наступні висновки: зменшення питомої ваги силосу кукурудзяного значно поліпшує перетравність БЕР, тоді як збільшення в структурі раціонів сіна бобового також значно підвищує перетравність БЕР. Однак коливання кількості кореневульбоплодів на перетравність БЕР вплинуло не значно (не велике підвищення із

зростанням кількості коренебульбоплодів). Розглядаючи залежності перетравності сирого жиру можна помітити покращення перетравності із зменшенням питомої ваги силосної маси у раціоні та при збільшенні частки коренебульбоплодів. Теж саме можна сказати і про збільшення питомої ваги в раціоні сіна бобових, що також призводить до незначного покращення перетравності сирого жиру. А от при розгляді перетравності сирого протеїну, збільшення цукрового буряку призводить до незначного покращення перетравності сирого протеїну. Водночас при збільшенні питомої ваги в раціоні сіна бобових трав та зменшенні силосу кукурудзяного можна спостерігати за значним покращенням перетравності протеїну. Перетравність сирої клітковини зростає при збільшенні частки силосної маси та при зменшенні коренебульбоплодів, тоді як збільшення частки сіна бобових також значно покращить перетравність сирої клітковини.

Висновки. З вищенаведеного можна однозначно говорити про доцільність зменшення частки силосу у раціонах ВРХ та заміною його на сіно бобових трав чи сінаж. Усе це має на увазі високу культуру приготування та заготівлі кормів.

Література

1. Справочник по качеству кормов: справочник / [Под ред. А.А. Омеляненко]. – К.: Урожай, 1985. – 192 с.
2. Довідник поживності кормів: довідник / [Під ред. М.М. Карпуся, І.П. Проскури, А.А. Плішки]. – К.: Урожай, 1978. – 260 с.
3. Кулік М.Ф. Енерговіддача кормів різних технологій виробництва / М.Ф.Кулік, М.М.Пономаренко, М.Ф. Дудко. – К.: Урожай, 1991.– 192 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ РАЦИОНА НА ОБЩУЮ ПЕРЕВАРИМОСТЬ ЕГО ПИТАТЕЛЬНЫХ ВЕЩЕСТВ

Милько Д.А.

Аннотация – в статье изложены материалы относительно переваримости коровами основных питательных веществ в зависимости от составляющих рациона и их количества.

DESIGN OF RATION CONSTITUENTS INFLUENCE ON GENERAL RATION NUTRITIVES DIGESTIBLE

D. Milko

Summary

The article presents materials related to digestibility the cows of basic nutritives the cows depending on components constituents of the ration and their amount.

УДК 629.(083+113)

УТИЛИЗАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ МАСЛЯНЫХ ФИЛЬТРОВ

Степаненко Д.С., к.т.н.

*Мелитопольский государственный педагогический университет
им. Б. Хмельницкого,*

Проскурня Т.О., инж.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена вопросам, касающимся проблемы утилизации автомобильных масляных фильтров с применением экологически чистых технологий.

Ключевые слова – автомобильный транспорт, масляные фильтры, утилизация, экология окружающей среды.

Постановка проблемы. Моторное масло смазывает все движущиеся и функциональные части двигателя. В результате сгорания мелкие частицы и остаточные продукты сгорания, такие как сажа, попадают в моторное масло. Они загрязняют его и делают более вязким. Это приводит к тому, что подача масла становится недостаточной, и надлежащая защита от износа уже не может быть обеспечена. В результате эксплуатационные характеристики двигателя ухудшаются, а потребление топлива возрастает. В худшем случае двигатель может выйти из строя.

Стремление к улучшению эксплуатационных характеристик двигателя при одновременном снижении потребления топлива предъявляет высокие требования к двигателестроению. Только чистое масло может обеспечить стабильность эксплуатационных характеристик двигателя.

Для очистки масла от вредных примесей, оказывающих существенное влияние на ускорение износа деталей двигателя в автомобилях служат масляные фильтры. Качество масла в двигателе не остается постоянным, а само масло засоряется продуктами износа деталей, частицами нагара, образовавшегося в результате сгорания масла в цилиндрах двигателя, а также образующимися при высокой температуре деталей смолистыми веществами [4].

Важной темой, которой порой забывают уделять достаточное внимание является утилизация отработавших масляных автомобильных фильтров. Более половины (точнее, от 55 до 60 %) от общего количества ежегодно продаваемых автомобильных фильтров приходится именно на масляные. Примерно по 20 % составляют топливные и воздушные фильтры, остальные несколько процентов остаются на фильтры салонные. Другими словами, масляный фильтр меняют в три раза чаще, чем воздушный [1].

Выбрасывать масляные фильтры в мусорный контейнер — означает серьезно вредить окружающей среде, а во многих случаях это наносит и большой экономический ущерб. На современном этапе развития общества остро стоит вопрос контроля и утилизации отходов данного вида. Как правильно утилизировать масляные фильтры и чем грозит несоблюдение закона — это насущный вопрос современности. Существующие технологии утилизации устарели, имеют место значительные трудозатраты со стороны персонала. С точки зрения экологии большинство применяемых технологий не дают желаемых результатов. В настоящее время утилизаторы перерабатывают всего лишь около 10% общего количества выбрасываемых масляных фильтров [1,5]. А масляный фильтр присутствует практически в любом оборудовании, и является незаменимой деталью, так как сдерживает примеси от попадания в масло. Утилизировать масляный фильтр необходимо до его критического загрязнения, иначе это может привести к поломке оборудования или каких-то его составных частей.

Современные автосервисы и станции технического обслуживания автомобилей испытывают большие трудности с правильно организованным сбором и утилизацией этих отходов. У большинства автосервисов и СТО отсутствуют лицензии на обращение с опасными отходами, разрешения на образование и размещение отходов. Многие организации, нарушая закон, выбрасывают отработанные фильтры в мусор или сдают вместе с металлоломом (отработанный масляный фильтр не является металлоломом). Плохо осуществляется контроль экологическими службами. Отходы, которые подлежат утилизации, не могут быть захороненными. Но в настоящее время многие организации безнаказанно нарушают существующие требования.

Экологами подсчитано, что в столичных городах и ближайших пригородах ежегодно разбрасывается содержимое приблизительно трех железнодорожных составов с использованными фильтрами и «летят под откос» 10 железнодорожных составов с отработанным маслом [1]. Вот почему именно в больших городах нужно внедрять широкомасштабную утилизацию масляных фильтров.

Положение усугубляется несовершенством нормативной базы. Отработанное масло относится к третьему классу опасности, а

масляные фильтры – к более лояльному – четвертому. Отходы четвертого класса принимаются на свалки, а третьего – нет. Масляный фильтр содержит порядка 300-400 граммов отработанного масла, запертого в корпусе антидренажным клапаном [4]. То есть внутри отходов четвертого класса опасности таится бомба замедленного действия классом выше. Рано или поздно отработанное масло оказывается в почве и воде – а это уже экологическая диверсия. Если фильтров много – экологическая катастрофа.

На сегодняшний день проблема утилизации масляных фильтров является важной и требующей незамедлительного решения.

Анализ последних исследований. Отработанные фильтры, как правило, меняются вместе с маслом. Масло занимает примерно 1 % расходуемого топлива [4]. Если машина израсходовала 100 л бензина, то, соответственно, и 1 л масла. То есть на каждую тонну топлива приходится один масляный фильтр. Фильтр весит от 500 г [4]. Так можно посчитать количество используемых фильтров в год. Однако следует учитывать, что утилизация масляных фильтров – процесс сложный и трудоемкий, а прямых государственных дотаций в этой сфере нет. Это приводит к тому, что многочисленные фильтры оседают в ближайшем овраге или на обычной свалке.

В сфере утилизации отработанных автомобильных масляных фильтров самым распространенным способом является *выжигание*, технология которого, заключена в выжигании фильтра с последующим брикетированием металла. При этом качество металла ухудшается, выжигается резина, отработанное автомобильное масло, которое можно было бы регенерировать (а при сгорании оно дополнительно загрязняет воздушный бассейн города). Как правило, выжигание производится некачественно. Применяемая технология требует большого объема ручного труда, энергоресурсов и небезопасна: нередко случаются пожары. Утилизация проходит без разборки. На решетку загружают партию фильтров и заводят в печь, где выгорают остатки масла и бумажная начинка. Остается железо, которое сдается на черный металлолом. Однако используемые печи старые и некачественные, отсюда и пожары, а металл при обжиге теряет качества и уже не может быть использован в полной мере. Такая технология позволяет уменьшить вред данного вида отходов для экологии, но не является решением проблемы [1, 2, 5, 7].

Переработка масляных фильтров производится лишь небольшим числом предприятий. После переработки значительное количество отработавших масел (до 40%) остается на фильтрах, что объясняется несовершенством технологии переработки этих деталей [1-3]. Кроме этого, металлический скрап, получаемый в результате переработки фильтров, содержит большое количество масел, в результате чего

плохо покупается. Для многих предприятий это делает переработку масляных фильтров малорентабельным производством. На некоторых предприятиях для сепарации масел используются специальные прессы, посредством которых обрабатывается скрап с высоким содержанием масел. Очистка масляных фильтров может осуществляться промывкой в специальных моющих растворах. Данный способ не может быть использован на мелких производствах, что объясняется необходимостью очистки сточных вод, образующихся в процессе промывки, но на крупных предприятиях переработка масляных фильтров является прибыльным делом, обеспечивающим хороший доход за счет продажи высококачественного скрапа металлов и большого количества отсепарированных отработанных масел [1].

В ФРГ ежегодно образуется 100 тыс. тонн отработавших масел, до 33 млн. масляных фильтров [8,9].

Целью данной статьи является анализ проблемных вопросов утилизации отработанных автомобильных фильтров и вредного влияния на окружающую среду их токсичных материалов.

Основная часть. Фильтрация – это процесс разделения неоднородных по составу дисперсных систем. Инструментом этого разделения служат фильтры, которые применяются для очищения от жидких, твердых и газообразных веществ и различных примесей. Существует огромное количество видов фильтров.

Отработанные масляные фильтры относятся, за небольшим исключением, к третьему классу опасности и согласно действующему законодательству подлежат обязательной утилизации. Самым токсичным материалом масляного фильтра является его начинка, или другими словами, фильтрующий элемент. В качестве такого элемента используется изготовленная специальным образом бумага, которая имеет высокую пористость, прочность и пропитана фенолформальдегидными смолами для придания водостойкости. Реже в фильтрах применяют фильтрующие элементы объемного типа, изготовленные из хлопчатобумажных, синтетических и искусственных волокон.

Фильтры для очистки масла являются отходами твердых производственных материалов, загрязненных нефтяными и минеральными жировыми продуктами (отработанные промасленные фильтры). Загрязняющими элементами являются: бумага – 70%, масла – 25%, механические примеси – 5%, а также пластик [2].

Экологическое движение в нашей стране только начинает набирать обороты. И ни для кого не секрет, что экологическое сознание большинства, увы, еще далеко от должного уровня. Многие уже научились считать деньги, однако не научились бережливо

относиться к собственному здоровью и здоровью других людей. Поэтому многие предпочитают нелегально сбросить фильтры в контейнер твердо-бытовых отходов, оставить в ближайшем овраге или закопать на территории предприятия. Так стоит ли удивляться, если при бурении водяных скважин обнаруживается водо-масляная эмульсия вместо воды? А всего 1 л масла, образуя тонкую пленку, способен загрязнить порядка 1 км² водной поверхности, отравляет 60 т питьевой воды. Естественным путем отработанное масло обезвреживается в течение 40–100 лет [1].

Аналогичная ситуация и с масляными фильтрами: они постоянно находятся в масле, и в каждом фильтре содержится от 20 до 70 г масла, которое заперто внутри клапанами [4]. Сколько лет понадобится масляному фильтру, чтобы сгнить, можно только догадываться. Законодательство в сфере контроля за утилизацией вредных отходов оставляет желать лучшего. Но главное, чтобы мы (особенно те, кто живут в мегаполисах) привыкли правильно обращаться с отходами. А жесткий контроль и высокие штрафы за несоблюдение правил могут помочь, но вряд ли станут панацеей в решении этого важного для всех вопроса.

Способствовать решению проблемы утилизации масляных фильтров, при этом резко уменьшая количество отходов, вывозимых на свалку ТБО, и одновременно получая дополнительно ценные материалы, могут внедрения ресурсосберегающих технологий, организация сбора и исключение попадания отработанных автомобильных масляных фильтров в окружающую природную среду, сохранение комплектующих частей фильтра, как вторичного сырья, рециклинг деталей фильтра.

Единственное разумное решение на сегодняшний день по утилизации фильтров – это предварительная разборка фильтра и последующее сжигание фильтрующего элемента. Остатки металлического корпуса сдаются в металлолом для последующей переработки. Остатки масла из фильтров можно собирать и сдавать на вторичное использование, например для смазывания форм на предприятиях, изготавливающих железобетонные изделия.

Главными целями *раздельной утилизации* масляных фильтров являются исключение попадания масляного фильтра в окружающую среду, внедрение новых экологически чистых технологий.

Из числа производителей автомобильных масляных фильтров, фирма "КОЛАН" (г. Полтава) первая, которая решает вопрос утилизации своей продукции, непригодной для дальнейшего использования. Компания разработала конструкцию, обеспечивающую возможность повторного использования (рециклинга) 70% деталей отработавшего фильтра и технологию его раздельной утилизации [13].

Она утилизирует только фильтры производства «КОЛАН». Что касается фильтров других производителей, их сбором и утилизацией должны заниматься автомобильные концерны и производители этих фильтров.

По оценке специалистов, внедрение данной технологии позволяет на 80% сократить загрязнение почвы и водоемов отработанными масляными фильтрами, которые представляют значительную опасность для экологии.

Раздельная утилизация отработанных автомобильных масляных фильтров производится на специализированном оборудовании. Вывоз на утилизацию использованных фильтров осуществляется в оборотных пластиковых контейнерах, которые служат местом первичного сбора и временного хранения отхода на производстве, и происходит посредством замены оборотной тары. В индивидуальных случаях возможен приём отходов в контейнерах клиента.

При утилизации корпус фильтра распаковывается с последующей сортировкой компонентов. Технология утилизации состоит в быстром разрезании корпуса фильтра, отделении и сборе отработанного масла, разборке фильтроэлемента, отделении и отжиме промасленной шторы, отделении стального лома, резинотехнических изделий, отсортировки деталей, подлежащих рециклингу при производстве новых фильтров.

Перед нами безотходная технология. Никакого сжигания фильтров в сборе. Масло поступает на регенерацию, сталь – в металллом и в мартен, резина – в переработку, годные детали – в производство, брикетированная бумажная штора – в печь для получения тепла.

Технология утилизации масляных фильтров «КОЛАН» не несет негативного воздействия на атмосферный воздух и водные объекты. На участке по утилизации отработанных автомобильных масляных фильтров «КОЛАН» вода используется исключительно на хозяйственно-бытовые нужды. Загрязнение водных объектов в процессе утилизации исключено.

Аналоги раздельной утилизации отработанных масляных фильтров "КОЛАН" отсутствуют.

В настоящее время современными предприятиями производятся разборные и неразборные масляные фильтры. Масляные фильтры традиционной конструкции имеют металлические днища и стержень, гарантирующие высокую механическую прочность, фильтрующую перегородку, изготовленную из специальной фильтрующей бумаги, а также резиновые прокладки [7]. Из-за сочетания этих материалов традиционные фильтрующие элементы

масляных фильтров очень трудно утилизировать. Необходимо отделять металлические элементы, которые нельзя сжечь в установках для сжигания.

В грузовых автомобилях, эксплуатируемых в настоящее время на наших дорогах, чаще всего используются неразборные масляные фильтры (spin-on). Достоинством этого типа фильтров является высокая устойчивость к механическим повреждениям, а также лёгкая замена, практически лишённая риска внесения загрязнений в систему смазки двигателя. Однако серьёзным недостатком является сложный и дорогостоящий процесс утилизации использованных фильтров [2].

Неразборные масляные фильтры образуют единый узел, состоящий из корпуса и фильтрующего элемента. Во время проведения работ по техническому обслуживанию заменяется весь узел. Поэтому его утилизация остается проблемой. В настоящее время существуют линии и оборудование, осуществляющие утилизацию отработанных масляных фильтров.

Фирма «САТРИНД» с двадцатилетним опытом работы в сфере производства измельчителей и систем измельчения разработала и развила инновационное решение для утилизации масляных фильтров легковых и грузовых автомобилей [12]. Линия спроектирована для переработки от 1000 до 1200 кг/ч фильтров размером 100x140 мм от легковых автомобилей и размером 150x200 мм от грузовиков. Схематично в процессе предусмотрено следующее: загрузка материала, удаление вручную посторонних включений, первая стадия измельчения, заключительная стадия измельчения с просеиванием, удаление остатков масла с материалов, отделение ферромагнитных материалов от бумаги. Процесс позволяет получить железо (с остаточным содержанием масла не более 3%), которое продается как металлолом. Бумага утилизируется как альтернативное топливо. Масло можно продать фирме, специализирующейся на его восстановлении. К сожалению, в силу многих причин внедрение существующих передовых технологий утилизации идет очень медленно.

Проблема утилизации масляных фильтров действительно важна. В связи с этим ведущие немецкие производители фильтров – Hengst и Mann-Hummel – предложили разборные масляные фильтры, в которых полностью отсутствуют металлические детали. Такое решение позволяет производителю не только значительно экономить на металле, но и делает продукцию более привлекательной для потребителя, так как дает возможность последнему снизить затраты на утилизацию отслуживших свой срок изделий, которые можно просто сжечь [6].

Разборные масляные фильтры (MANN) имеют сменные фильтрующие элементы, которые являются экологичной альтернативой неразборным масляным фильтрам [11]. Утилизация использованного фильтрующего элемента (особенно изготовленного без использования металлических элементов) менее обременительна для окружающей среды, нежели утилизация фильтров типа «spin-on». Элементы масляных фильтров MANN располагаются в собственных отдельных корпусах, либо встраиваются непосредственно в систему циркуляции моторного масла. Это благоприятно отражается на состоянии окружающей среды, так как заменять приходится только фильтрующий элемент.

Корпус и клапаны остаются в блоке двигателя. Благодаря точной посадке в корпусе элементы масляных фильтров MANN абсолютно герметичны. MANN-FILTER evotop® особенно экологичен, так как не содержит металлов. Он изготовлен из единого материала и не образует золы при уничтожении с использованием термических процессов.

Преимуществами evotop® являются: пониженный расход сырья (менее вреден для окружающей среды в связи с меньшим количеством отходов при техобслуживании), минимальные проблемы при утилизации отходов.

Возможностью легкой утилизации обладают выпускаемые в настоящее время масляные фильтры Donaldson, имеющие неразборную конструкцию, металлический корпус и фильтрующий элемент, который не содержит металлических волокон и задерживает намного больший объем загрязнений. Преимущества этого типа – сравнительно низкая цена и возможность его легкой утилизации [9].

Самым строгим нормам экологической безопасности отвечают фильтры NITTO [10]. Это значит, что автомобиль, оснащенный этими фильтрами, меньше загрязняет окружающую среду, а их утилизация экологически более безопасна, так как все внутренние части масляных фильтров NITTO серии EcoFix изготавливаются из специального материала по особой технологии, а для скрепления между собой фильтрующего элемента, который изготовлен из специальной бумаги, применяется воздействие сверхзвуковыми волнами, а не клей. При утилизации все части таких фильтров могут быть либо сожжены, либо переработаны (при утилизации фильтров других производителей необходимо избавляться от металла, резины, смол и т.д., что неблагоприятно сказывается на окружающей среде и удорожает утилизацию). Фильтры серии EcoFix не создают таких проблем.

Способствовать решению проблемы утилизации масляных фильтров может *использование фильтрующих систем нового поколения*. Их принципиальное отличие от старых систем заключается

в наличии сменного картриджа. То есть при замене масла нет необходимости менять фильтр целиком — меняется лишь вставной картридж, который (по окончании срока службы) можно просто бросить в печь, где он сгорит без остатка. Первыми, кто разработал и предложил на рынке такую систему, стала немецкая фирма Hengst [5]. Она разработала концепцию фильтрующих систем Energetic, где использовались фланцы из специального, достаточно легкого и прочного пластика. Этот материал легче металла, не меняет физических параметров при изменении температуры и при взаимодействии с агрессивными средами. Это дает более качественную фильтрацию масла, чистый сервис и значительные преимущества с точки зрения экологии. В настоящее время по этой технологии масляные фильтры производят уже многие фирмы. Однако фильтры со сменным картриджем при установке, например, на отечественные автомобили требуют дополнительного переходника. И эта система получается достаточно дорогой.

Выводы. Для экологически безопасной утилизации масляных фильтров необходимо создание и использование предприятий, применяющих экологически чистые технологии утилизации, подключение авторизованных дилеров, привлечение науки к созданию эффективных технологий утилизации, усиление экологического контроля над городскими свалками. Эффект даст и широкая разъяснительная кампания в прессе с привлечением ведущих экологов, а также юридическое закрепление экологических интересов государства при импорте продукции (введение сертификатов безопасности на ввозимые масляные фильтры), то есть создание условий, при которых импорт без технологии утилизации станет невыгодным. И тогда производитель фильтров или импортер будет обязан сопровождать свое изделие до окончания срока его службы. Только тогда многочисленные экологические сертификаты обретут настоящий, практический смысл.

Литература

1. Акмаева Н.Т. Экономические и экологические проблемы утилизации отслуживших автотранспортных средств / Н.Т. Акмаева // Труды МЭЛИ: электронный журнал. – С. 11.
2. Бутовский М.Э. Утилизация масляных фильтров / М.Э. Бутовский // Журнал автомобильных инженеров. – №2. – 2010. – С. 15.
3. Волков В. «КОЛАН» против безумия! / В. Волков, Ю. Буцкий // АБС – АВТО. – 2010. – №10. – С. 23–26.
4. Газарян А.А. Техническое обслуживание автомобилей / А.А. Газарян, М.: Транспорт, 1989. – 255 с.

5. Колтунов Г. Об утилизации отработанных масляных фильтров / Г. Колтунов // АБС –авто.– 2007.– №3.– С. 40–42.
6. Путь представительств // Рынок автозапчастей.– 2004.– №3.– С. 16–18.
7. Утилизация масляных фильтров // Рынок автозапчастей.– 2004.– №8. – С. 12–15.
8. Экология производства // Природоохранные технологии.– №10.– 2010. – С. 15.
9. Фильтры Donaldson. – Режим доступа: <http://www.donaldson-filters.ru>.
10. Фильтры NITTO.– Режим доступа: <http://webalta.ru/search?q=NITTO>.
11. MANN-фильтры.– Режим доступа: <http://www.mann-filter.com>.
12. Satrind: оборудование для измельчения.– Режим доступа: <http://www.satrind.it>.
13. Раздельная утилизация отработанных автомобильных масляных фильтров «КОЛАН».– Режим доступа: <http://www.innovbusiness.Ru/projects/view.asp?r=2783>.

УТИЛІЗАЦІЯ АВТОМОБІЛЬНИХ МАСЛЯНИХ ФІЛЬТРІВ

Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.

Анотація – роботу присвячено питанням, що стосуються проблемі утилізації автомобільних масляних фільтрів із застосуванням екологічно чистих технологій.

THE CAR OIL FILTERS UTILISATION

D. Stepanenko, T. Proskurnia

Summary

The article is devoted to a problem of the car oil filter utilization with application of environmentally friendly technologies.

УДК 62-12, 62-121, 62-129.3

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Зуев А.А., к.т.н,

Степанов П.П., инж.,

Панкова А.И. инж.,

Кольцов Н.П., к.с.х.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассмотрены тенденции и перспективы развития поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова – двигатель внутреннего сгорания, альтернативные двигатели.

Постановка проблемы. Поршневые, газотурбинные и жидкостно-реактивные двигатели производят более 60% всей вырабатываемой человечеством энергии. Несмотря на существование многочисленных альтернативных вариантов – атомных реакторов, топливных элементов, солнечных батарей и т. д., львиная доля полезной работы производится установками, в основе которых лежат идеи столетней давности.

Сейчас поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) остаются самым распространенным классом тепловых машин. За год их выпускают в мире более 40 млн. Они используются в большинстве транспортных средств, реже – в энергоустановках.

Преимущество поршневых ДВС в том, что они обеспечивают большой крутящий момент при различных скоростях вращения мотора и различных режимах съема с него мощности. О недостатках существующих двигателей внутреннего сгорания (ДВС) известно всем – это и кривошипно-шатунный механизм, и большая масса, и достаточно тонкая настройка системы впуска/зажигания, глушителей (например, правильно настроенный резонансный глушитель повышает мощность ДВС до 30%), четырехтактность (из 4 ходов поршня только один является "рабочим", остальные 3 "холостыми"), и многое другое.

Кроме того, несмотря на все ухищрения конструкторов, эти двигатели остаются одними из основных загрязнителей окружающей среды: топливо в цилиндре не сгорает полностью – и этот недостаток невозможно ликвидировать ни с помощью компьютерного управления,

ни путем дожигания выхлопных газов.

Еще один распространенный тип ДВС – газотурбинные двигатели (ГТД). Струя пара или продуктов горения топлива истекает из сопла на лопасти турбины, вызывая ее вращение. Коэффициент полезного действия (КПД) таких двигателей достигает 90%. Однако значительную часть (до 60%) вырабатываемой механической энергии приходится расходовать на привод компрессора, который сжимает поток воздуха, поступающего в камеру сгорания для ее же охлаждения и для увеличения полноты сгорания топлива. Высок в таких двигателях и удельный эффективный расход топлива: 300-400 г/кВт·ч. К тому же чем меньше турбина, тем выше ее обороты, – и следовательно, нужна громоздкая система редукторов. Поэтому изготовление ГТД экономически невыгодно, если его мощность составляет менее 110 кВт. Это ограничивает область применения ГТД, и они крайне редко используются в качестве автомобильных моторов. С другой стороны, они незаменимы в стационарной энергетике и авиации, где необходимо производство таких мощностей, получение которых на поршневых силовых устройствах было бы экономически нецелесообразным.

Если считать КПД главным критерием определения эффективности двигателей, то дальше создания жидкостных реактивных двигателей (ЖРД) идти было уже некуда. Топливо сгорает в камере полностью при температуре в тысячи градусов. Это обеспечивает максимальный КПД при самом чистом выхлопе рабочего тела, создающего реактивную тягу. Но по ряду причин – высокой температуры выхлопных газов, крайне низкого ресурса самого двигателя и, главное, экономической нецелесообразности использования при небольших мощностях – сфера применения ЖРД ограничивается ракетно-космической техникой.

Анализ последних исследований. Таким образом, самый экономичный двигатель – это двигатель, использующий силу давления расширяющегося газа до полного его расширения (при этом предварительно топливная смесь сжимается перед зажиганием), а не тот что использует давление струи газа на лопасти турбины. Платой за этот принцип является большая масса машины (поршни, массивный цилиндр и т.д.). Обычно для увеличения КПД ДВС стараются лучше сжечь топливо. Для этого используют по две свечи зажигания на цилиндр, компьютерное управление, специальную поверхность поршня и т.д.[3]

Это первый путь (полное сгорание смеси), остальные нацелены на изменение самой конструкции ДВС, основные принципы: большее сжатие, устранение кривошипно-шатунного механизма, разработка однотактного двигателя, простое вращательное движение, непрерывное горение.

Наиболее известный альтернативный ДВС – это роторно-поршневой двигатель Ванкеля, изобретенный в 1957 году. Особенность двигателя — применение вращающегося ротора (поршня), размещенного

внутри цилиндра, поверхность которого выполнена по эпитрохоиде. Установленный на валу ротор жестко соединён с зубчатым колесом, которое входит в зацепление с неподвижной шестерней. Ротор с зубчатым колесом как бы обкатывается вокруг шестерни. Его грани при этом скользят по эпитрохоидальной поверхности цилиндра и отсекают переменные объёмы камер в цилиндре. Такая конструкция позволяет осуществить 4-тактный цикл без применения спец. механизма газораспределения. Герметизация камер обеспечивается радиальными и торцевыми уплотнительными пластинами, прижимаемыми к цилиндру центробежными силами, давлением газа и ленточными пружинами. Смесеобразование, зажигание, смазка, охлаждение, запуск принципиально такие же, как и у обычного поршневого ДВС.

Менее распространенными и известными альтернативными ДВС можно считать двигатели, предложенные А. Абрамовым [1] и В. Соколовым [2].

Кроме того, одновременно с Ванкелем другой инженер, Баландин, предложил свою версию "бесшатунника", в котором улучшились условия работы поршня, резко увеличился ресурс пары трения "поршневое кольцо – гильза цилиндра", но при этом слабым местом с точки зрения надежности оказался механизм преобразования линейного движения во вращательное.

Цель статьи. Обобщить преимущества нетрадиционных видов ДВС.

Перечислим основные преимущества, которыми располагают бесшатунные ДВС. 1. Компоновка бесшатунного двигателя позволяет значительно сократить объем моторного отсека за счет рационального расположения узлов и деталей двигателя.

2. Взаимное сочетание газовых сил и сил инерции приводит к значительному уменьшению результирующих сил, нагружающих кинематические звенья, что позволяет увеличить механический КПД двигателя.

3. Двигатель частично или полностью освобождается от вращающегося маховика, т.к. движущиеся массы поршней с крейцкопфами представляют собой единый поступательно движущийся маховик.

4. В бесшатунном двигателе, чем больше масса поршней со штоками и крейцкопфами, тем и чем выше обороты двигателя (в известных пределах), тем меньше нагрузка на подшипники, в тронковом двигателе – наоборот.

5. Количество функций, возложенных на рабочие поршни уменьшается, (поршни перестают быть парами трения), соответственно надежность их работы увеличивается.

6. Допускается возможность организации рабочего процесса в двигателе по обе стороны рабочего поршня или использования подпоршневого пространства для компрессорного наддува.

7. Появляется возможность улучшения системы охлаждения поршней – прокачиванием масла через поршневые штоки и поршни для их эффективного охлаждения.

8. Становится возможным для прямолинейно движущихся поршней применить лабиринтный вид уплотнений с полным или частичным отказом от поршневых колец.

Представляют также большой интерес двигатели с внешним подводом теплоты (ДВПТ), в которых в принципе применим любой источник теплоты. История ДВПТ насчитывает уже более 175 лет (первый промышленный ДВПТ был изготовлен еще в 1818 году); до конца XIX эти двигатели серийно выпускались многими заводами и широко использовались в ряде отраслей промышленности [3]. Более надежные и экономичные двигатели внутреннего сгорания позднее вытеснили ДВПТ, однако, дефицит нефтяных топлив, который особенно остро ощущают и актуален на Украине, может существенно изменить отношение к ДВПТ, особенно если удастся устранить причины, воспрепятствовавшие их широкому применению во второй половине двадцатого столетия, когда стали доступными долговечные материалы для нагревателей рабочего тела.

Выводы. Необходимо продолжать исследования в области бесшатунных ДВС и ДВПТ, внедрять в производство наиболее удачные конструкции этих двигателей.

Литература

1. Савушкин М.В. В поисках двигателя идеальной схемы / М.В. Савушкин // Моделист конструктор. – 1990. – № 1. – С. 9–12.
2. Соколов В. Тепловой двигатель с круговым поступательным движением кольцевого поршня / В. Соколов // Двигатель. – 2002. – № 4. – С. 37–40.
3. Двигатели Стирлинга / [Под ред. В.М. Бродянского]. – М.: Мир, 1975. – 478 с.

ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Зуєв О.О., Степанов П.П., Панкова А.І., Кольцов М.П.

Анотація – у статті розглянуто тенденції та перспективи розвитку поршневих двигунів внутрішнього згорання.

PROSPECTS OF DEVELOPMENT OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

O. Zuev, P. Stepanov, A. Pankova, M. Koltsov

Summary

Tendencies and prospects of development of internal combustion engines are considered in the article.

УДК 631.355.072/1

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОЧИСНОГО ПРИСТРОЮ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Бондаренко О.В., к.т.н.,

Грубань В.А., інж.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (0512) 34-01-91

Анотація – отримані залежності та визначені основні конструктивні та кінематичні параметри качаноочисного пристрою.

Ключові слова – кукурудза, качаноочисний пристрій, очисні вальці.

Постановка проблеми. Технічний рівень кукурудзозбиральних комбайнів, як і всіх сільськогосподарських машин, визначається ступенем досконалості основних робочих органів та показниками якості виконання технологічного процесу, надійності, енергоємності та матеріаломісткості. Критерії якості виконання технологічного процесу регламентуються агротехнічними вимогами на машину для збирання кукурудзи на зерно [1]. Без дотримання цих вимог будь-яка кукурудзозбиральна техніка не може називатися сучасною та ефективною і бути конкурентноспроможною.

Практика проектування кукурудзозбиральних машин вимагає на сучасному етапі розробки теорії продуктивності кукурудзозбиральних машин, яка нерозривно пов'язує процеси проектування з реальними умовами експлуатації, що дозволить виявити непродуктивні витрати робочого часу, намітити шляхи його скорочення та отримати необхідні дані для прогнозування напрямів подальшого вдосконалення машин при проектуванні.

Аналіз останніх досліджень. Великі об'єми робіт по експериментальному та теоретичному вивченню в цьому напрямку проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторським бюро Херсонського комбайнового заводу. Глибокі теоретичні розробки, які присвячені розрахунку качаноочисних пристроїв проведені такими відомими вченими, як А.І. Буянов, В.Т. Бондарьов, М.Е. Резник та ін. Проте і ці роботи не дають необхідних даних для

вирішення багатьох завдань по розрахунку качаноочисних пристроїв, вони переважно висвітлюють питання розрахунку пропускну здатності та продуктивності збиральних машин. На сьогоднішній день окрім появи нових сортів кукурудзи, застосовуються нові конструкційні матеріали основних робочих органів кукурудзозбиральних машин, та і самі робочі органи постійно удосконалюються [3]. Для вивчення придатності нових сортів кукурудзи до механізованого збирання необхідно враховувати фізико-механічні властивості рослини. Дослідженням фізико-механічних характеристик рослин кукурудзи присвячений ряд робіт Буянова О.І., Бурмістрова М.Ф., Резніка М.Е та інших. Але в літературних джерелах зовсім немає відображення вивчення основних характеристик та розмірно-масових параметрів нових сортів і гібридів кукурудзи. Існуючі елементи теорії методологічно спираються на теорію продуктивності робочих машин, розроблену для інших галузей машинобудування, теорію експлуатації машино-тракторного парка та вивчення роботи кукурудзозбиральних машин в віртуальних умовах експлуатації [2, 3].

Невирішені проблеми. На теперішній час у світовій практиці в кукурудзозбиральних машинах широкого розповсюдження набули качаноочисні апарати вальцевого типу з притискним роторно-лопатевим пристроєм. Під дією власної ваги лопаті крильчаток здійснюють періодичне притискування качанів до вальців і одночасно з цим проштовхують качани вздовж них. Такий принцип проходження технологічного процесу очистки качанів від обгорток дав можливість отримати найкращі результати в порівнянні з іншими. Однак, не дивлячись на широке використання цих апаратів така конструкція має ряд суттєвих конструктивних і технологічних недоліків:

- низька якість очистки качанів від обгорток;
- вузька спеціалізація робочих органів;
- висока енерго- і металоємність машин.

На сьогоднішній день в практиці розробки нових конструкцій збиральних машин пропонувалися різні схеми качаноочисних пристроїв, але в серійне виробництво вони не запуснені через низьку технологічну надійність. Причина цього в недостатньому теоретичному обґрунтуванні кінематичних та технологічних параметрів основних робочих органів.

Мета статті. Якість очищення качанів від обгорток під час проведення збиральних робіт повинна відповідати агротехнічним вимогам. Метою даної статті є обґрунтування основних конструктивних та кінематичних параметрів качаноочисних пристроїв адаптованих до сучасного стану механізованих робіт.

Викладення основного матеріалу. Довжина вальців повинна бути достатньою для повного очищення качанів від обгортки за умови обертання качана різними сторонами, що передбачено технологічним

процесом. З іншого боку занадто велика довжина вальців приводить до ускладнення конструкції, її надійності і збільшення металомісткості. Для вирішення поставленої задачі розглянемо взаємодію качана з відокремлюючими і очисними вальцями (рис.1).

В процесі збирання кукурудзи, в адаптованій технологічній схемі, важливими моментами є орієнтація качана в момент подачі його на очисні вальці та орієнтація в процесі його очищення. Тому, спостерігаючи за процесом подачі качанів на очисні вальці помітили, що частина качанів в залежності від їх орієнтації, з відокремлюючих вальців подаються нижньою частиною вперед, відносно руху подаючого транспортеру, а частина качанів - верхівками вперед.

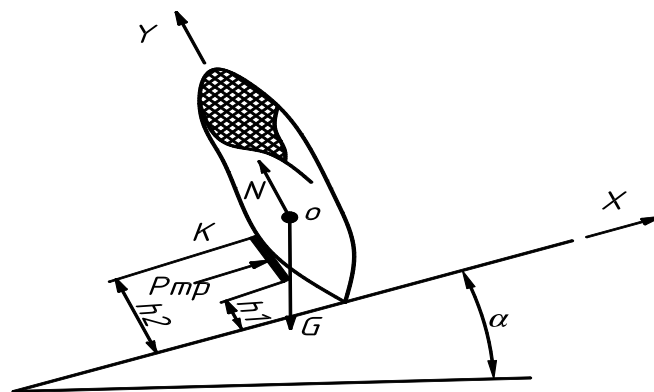


Рис. 1. Схема взаємодії качана з вальцями

Орієнтація качанів в першу чергу зумовлена наступними факторами, а саме висотою лопаток h_1 подаючого транспортеру над вальцями, відстанню лопатки транспортера до качана в момент його відокремлення, розмірами качана, поступової швидкості транспортеру V_{mp} , і сили дії транспортеру P_{mp} на качан. Розглядаючи ці моменти можна констатувати той факт, що сила P_{mp} руху транспортеру і сила реакції опору N намагаються обернути качан проти руху транспортеру відносно точки K . Тому, в цьому випадку буде справедливий вираз

$$N \cdot \frac{d_h}{2} + P_{TP} \cdot \left(\frac{h_2 - h_1}{2} \right) - G \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d_h}{2} > 0, \quad (1)$$

де N - сила реакції опору качана на вальці;

G - вага качана;

α - кут нахилу вальців;

h_1 - висота від лопатки транспортеру до вальців;

h_2 - висота вісі обертання качана або висота від верхньої точки лопатки транспортеру до вальців;

d_k - діаметр качана.

Звідси очевидно, що виконання цієї нерівності дає можливість орієнтувати качан нижньою частиною вперед, що дозволяє в повній мірі очистити його від обгортки. Тому, зробивши деякі перетворення з нерівності (1) можна визначити висоту лопатки над вальцями

$$h_2 - h_1 = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot d_k - N \cdot d_k}{P_{TP}} \quad (2)$$

Окрім відмічених вище зусиль качани, під дією очисних вальців піднімаються своїми верхівками та стають перпендикулярно до них під час відривання обгортки, далі під дією подаючого транспортеру повертаються своїми верхівками вперед. Встановлено, що під час відривання обгортки, качан обертається навколо своєї окореневої частини. Процес обертання зумовлений наявністю стійкого зв'язку обгортки з основою качана та сфероподібною окореневою частиною. Розглянемо кінематичні умови обертання качана, вважаючи, що обгортка закріплена в точці перетину його вісі з поверхнею сфери кореневої частини та протягується вальцями з постійною швидкістю $V_{об}$, направленою перпендикулярно до їх вісей (рис. 2).

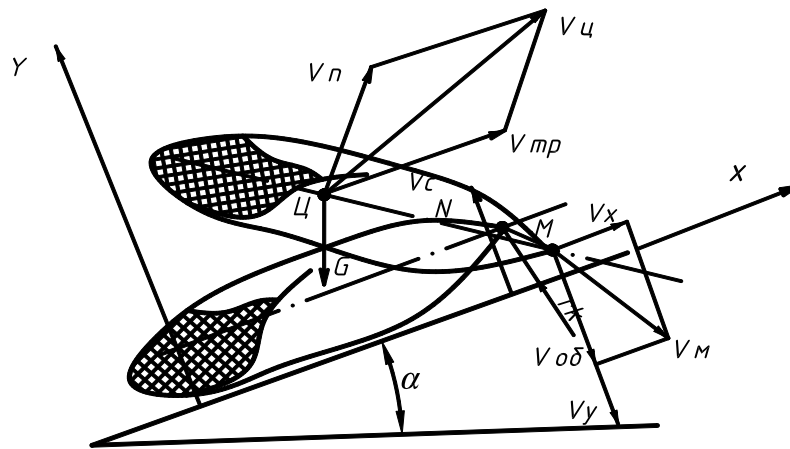


Рис. 2. Кінематичні умови обертання качана

Прийнявши до уваги, що перекочування сфери на поверхні вальців відбувається без ковзання, тоді точка M качана при обертанні описує циклоїду. Звідси, вертикальну складову швидкості точки M знаходимо за формулою

$$V_y = r \cdot \varphi \cdot \cos \varphi. \quad (3)$$

Згідно плану швидкостей видно, що

$$V_y = V_{об} + V_T \cdot \left(\frac{r}{h_2} \right) = \delta \cdot V_B + V_{TP} \cdot \left(\frac{r}{h_2} \right), \quad (4)$$

де V_B - колова швидкість вальців;

δ - коефіцієнт проковзування обгортки у вальцях.

Зробивши деякі перетворення, кутову швидкість качана визначимо за формулою:

$$\omega = \frac{h_2 \cdot \delta \cdot V_B + V_{TP} \cdot r}{h_2 \cdot r \cdot \varphi \cdot \cos \varphi} \quad (5)$$

Проінтегрувавши (5) за початковою умовою $0 \leq \varphi \leq \pi$ $t=0$, отримаємо час повороту качана

$$t_{\Pi} = \frac{h_2 \cdot r \cdot \sin \varphi}{h_2 \cdot \sigma \cdot V_B + V_{TP} \cdot r} \quad (6)$$

Швидкість центра мас качана V_{Π} виражається як рівнодіюча колової швидкості V_n , швидкості центра обертання V_c і швидкості транспортеру V_{TP} . При цьому враховуючи, що $V_n = 1 \cdot \omega$; $V_c = r \cdot \omega$, тоді

$$V_{\Pi} = \frac{1}{r \cdot \cos \phi} \cdot \sqrt{\delta^2 \cdot V_B \cdot (L^2 + r^2) + 2 \cdot r^2 \cdot V_{TP} \cdot \cos \phi \cdot (\delta \cdot V_B + V_{TP} \cdot \cos \phi) + L \cdot r^2 \cdot \cos \phi \cdot (L \cdot \cos \phi + r \cdot \sin 2\phi)} \quad (7)$$

де L - відстань від центру обертання качана до центра мас.

Отже, формула визначення мінімальної довжини вальців буде мати вигляд.

$$L_{Bmin} = \int_0^{\pi} V_{\Pi} \cdot t_{\Pi} \cdot \cos \varphi \cdot d \cdot \varphi \quad (8)$$

З цієї формули видно, що довжина вальців залежить від швидкості центра мас качана, часу його обертання і кута повороту. Аналізуючи вищевказані параметри можна сказати, що швидкість центра мас качана залежить від швидкості подаючого транспортеру, колової швидкості вальців, кута повороту качана, параметрів самого качана; в свою чергу, час повертання качана залежить від кінематичних параметрів вальців, висоти верхньої точки транспортеру, параметрів качана і кута його повороту. Вибираючи мінімальну довжину вальців, потрібно враховувати кут повороту качана, який був прийнятий нами π . При проведенні дослідів конструктивна довжина вальців, враховуючи вищевказані залежності вибиралась в межах 500 – 700 мм.

Розглянемо другий випадок, коли лопатка транспортера знаходиться на деякій відстані від качана і останній, після відокремлення, падає верхівкою вперед, за рухом подаючого транспортеру. Очевидно, що на качан діють такі ж самі сили, що і в першому випадку тому кінематичні умови обертання качана, знаходяться аналогічно першому випадку. Але, крім цього, для повного обертання качанів необхідно передбачити встановлення над очисними вальцями обмежувача, який повертає качан в протилежний напрямок

на кут 180° , що дозволяє качану проходити двічі на певній ділянці очисних вальців.

Висновки. Виходячи з вище наведеного теоретичного аналізу процесу відокремлення обгортки від качанів очисними вальцями була виготовлена експериментальна установка, яка показала високу технологічну надійність технологічного процесу, де частота якості очистки качанів становила 90-92 %. В подальшому, як показали експериментальні дослідження, актуальною є оптимізація параметрів, до яких відносяться діаметр і швидкість обертання очисних вальців та швидкість переміщення качана вздовж вальців.

Література

1. Агропромисловий комплекс України: стан, тенденції та перспективи розвитку. Інформ.-аналіт. зб. / [за ред. П.Т. Саблука та ін.] – К.: ІАЕ УААН, 2003. – Вип. 6. – 763 с.
2. *Погорілий Л.В.* Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / *Л.В. Погорілий, С.М. Коваль* // Техніка АПК.– 2003.– № 7. – С.4–7.
3. *Конойме М.И.* С учетом пригодности к механизированной уборке / *М.И. Конойме., Л.А. Манятине* // Кукуруза и сорго. – 1993.– № 5.– С. 57–64.
4. Фізико-механічні властивості рослин, ґрунтів і добрив / [Під ред. А.І. Буянова]. – М.: Колос, 1972. – 366 с.
5. *Буянов А. И.* Метод определения оптимальных кинематических режимов работы прижимных устройств / *А. И. Буянов* // Трактора и сельхозмашины.– 1965.– №2.– С.19–21.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОЧИСТНОГО УСТРОЙСТВА КУКУРУЗООБОРОЧНЫХ МАШИН

Бондаренко О.В., Грубань В.А.

Аннотация – получены зависимости и определены основные конструктивные и кинематические параметры качаноочистного устройства.

SUBSTANTIATION OF KINEMATICS AND STRUCTURAL PARAMETERS OF THE CLEANING DEVICE OF CORN HARVESTERS

O. Bondarenko, V. Gruban

Dependences are obtained and basic structural and kinematic parameters certain for the head cleaning device are determined.

УДК [669 – 131 : 669.14] : 620.178.3

МАЛОЦИКЛОВА ВИТРИВАЛІСТЬ КОВАНИХ СТАЛЕЙ

Буніна Л. М., інж.,

Бакарджиев Р.О., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-13-54

Анотація – наведено дослідження малоциклової витривалості кованих марганцевистих сталей. Показано, що комплексне розкислення сталі алюмінієм та фероцерієм зменшує анізотропію властивостей.

Ключові слова – кована сталь, неметалеві включення, малоциклова витривалість.

Постановка проблеми. Опір кованих сталей руйнуванню при циклічних навантаженнях є одним з факторів, які визначають довговічність виготовлених з неї виробів. Вплив морфології неметалевих включень та структури металевої основи на процес руйнування кованих сталей вивчено недостатньо.

Аналіз останніх досліджень. Згідно багатьом літературним джерелам, форма неметалевих включень грає визначну роль в процесах зародження втомних тріщин і руйнуванні залізобуглецевих сплавів при циклічному навантаженні. Проте ці роботи не в повному обсязі досліджують процес руйнування кованих сталей [1,2,3].

Формулювання цілей статті. Метою роботи було вивчення впливу модифікування фероцерієм у порівнянні з розкисленням алюмінієм сталей з низьким (0,09%) та середнім (0,40%) вмістом вуглецю з урахуванням їхньої технологічної текстури на малоциклову витривалість.

Основна частина. Опір матеріалів руйнуванню в умовах малоциклової втоми називають малоцикловою витривалістю. Її критерієм є циклічна довговічність N – кількість циклів напруження чи деформації, які витримує зразок до появи макротріщини або руйнування. На практиці існує умовна межа – 50000 циклів, яка відокремлює малоциклову втому від багатоциклової. Другою особливістю іспитів на малоциклову витривалість є пружньопластичне деформування за відміною від пружного деформування при багатоциклової витривалості [1].

Були підтверджені дані про те, що форма неметалевих включень впливає на інтенсивність тріщиноутворення [2,3]: глобулярні включення викликали утворення невеликих по розміру каверн, витягнуті включення другого типу викликали утворення тріщин значної довжини.

Оцінювали роль неметалевих включень в процесах руйнування марганцевистих сталей з витягнутими залізо-марганцевими сульфідами та глобулярними церієвими включеннями при циклічних знакозмінних навантаженнях на поздовжніх і поперечних зразках. Дослідження механізму втомного руйнування проводили при деформації 0,35% на зразках, маючих з однієї сторони поліровану поверхню, яку фотографували після різної кількості циклів. Аналіз мікромеханізму при іспитах на малоциклову витривалість показав, що в найбільшому ступеню процесам тріщиноутворення сприяли включення залізо-марганцевих сульфідів. Біля таких включень відбувалось зародження мікротріщин, окремі з яких приводили до утворення магістральної тріщини при подальшому збільшенні числа навантажень. Найбільш небезпечними, які сприяли прискореному руйнуванню сталі, проявили себе витягнуті неметалеві включення у тому випадку, якщо руйнівне навантаження було нормальним до напряму пластичної деформації (рис. 1, а). В тому випадку, коли лінія дії навантажень на розтягування співпадала з напрямом течії металу і включення при пластичної деформації, роль включень в процесі зародження і поширення тріщин різко знижувалась, частіш за все мікротріщина виникала у включенні (рис. 1, б). В області включень глобулярної форми також утворювались тріщини, однак їх швидкість зародження і росту значно відставала від швидкості зародження і росту мікротріщин в області витягнутих включень (рис. 1 в, г).

Було вивчено вплив різних типів неметалевих включень на процеси руйнування марганцевистих кованих сталей 09Г і 40Г з двома способами розкислення: алюмінієм і алюмінієм і фероцерієм. Зразки вирізували в поздовжньому та поперечному напрямку кутання та полірували поверхню з однієї сторони. Досліджували вплив кінцевого модифікування на зниження анізотропії витривалості металу. Неметалеві включення, які відносились до включень другого типу у випадку дії зовнішніх навантажень поперек напряму орієнтації включень визивали руйнування металу при значно меншому циклі перемінних напружень, чим в тому випадку, якщо навантаження були направлені уздовж напряму орієнтації включень. В тому випадку, коли досліджувались сталі після розкислення фероцерієм і алюмінієм

з глобулярними включеннями першого типу, анізотропія властивостей різко знижувалась (рис. 2).

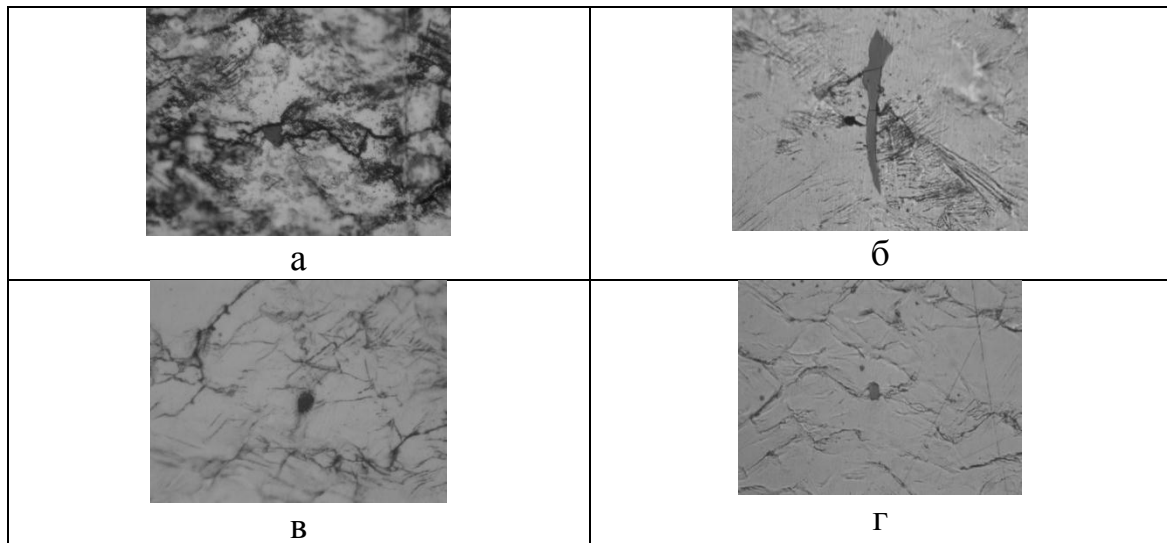


Рис. 1. Участь неметалевих включень у руйнуванні зразків: а - 09Г Al попереч.; б - 09Г Al поздовж.; в - 09Г Al+Ce поздовж.; г - 09Г Al+Ce попереч.

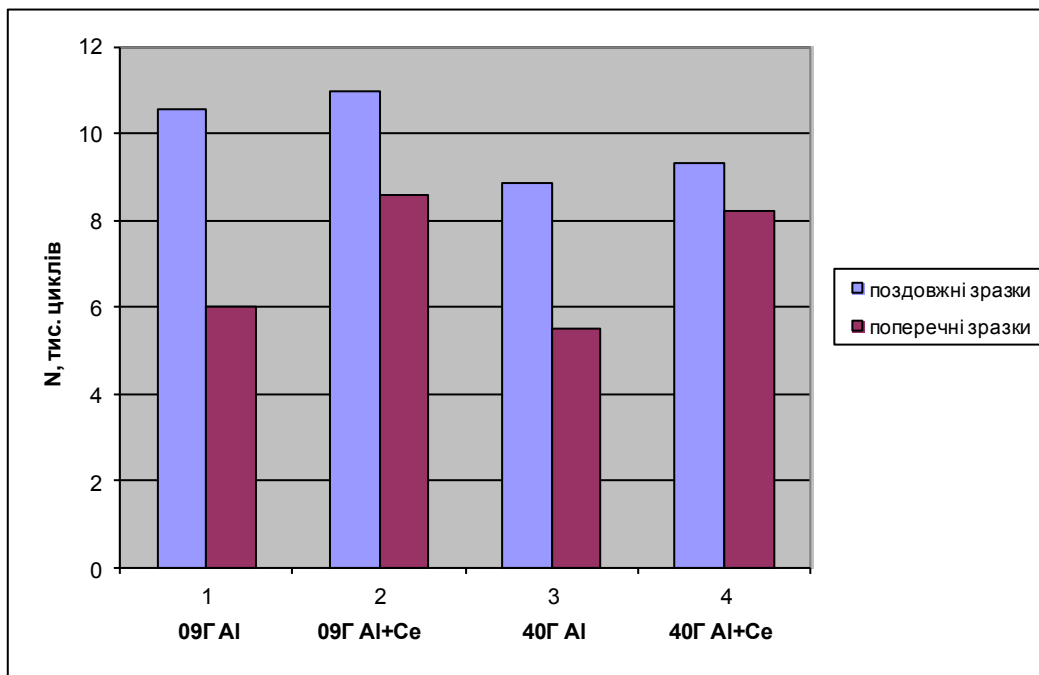


Рис. 2. Малоциклова витривалість марганцевистих сталей 09Г, 40Г

Висновки. За наявності неметалевих глобулярних включень ковані сталі мають перевагу перед кованими сталями з витягнутими неметалевими включеннями.

Література

1. Карпенко Г.В. Малоцикловая усталость стали в рабочих средах / Г.В. Карпенко, К.Б. Кацов, И.В. Кокотайло, В.П. Руденко. – К.: Наукова думка, 1977. – 106 с.
2. Куслицкий А. Б. Неметаллические включения и усталость стали / Август Борисович Куслицкий. – К.: Техника, 1976. – 128 с.
3. Бельченко Г.И. Неметаллические включения и качество стали / Г.И. Бельченко, С.И. Губенко. – К.: Техника, 1980. – 168 с.

МАЛОЦИКЛОВАЯ ВЫНОСЛИВОСТЬ КОВАННЫХ СТАЛЕЙ

Л.Н. Бунина, Р.А. Бакарджиев

Аннотация – приведено исследование малоцикловой выносливости марганцовистых кованых сталей. Показано, что комплексное раскисление стали алюминием и ферроцерием уменьшает анизотропию свойств.

THE LOW – CYCLE ENDURANCE OF FORGING STEELS

L. Bunina, R. Bacardzhyev

Summary

The low-cycle endurance of manganese steels for forging is given. It is proved founded that the deoxidation of steel by aluminium and ferrocerium reduces anisotropy of properties.

УДК 630.171.075.3

**МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ ЗА ДИНАМІКОЮ
ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ**

Бистрий О.М., інж.,
Роговський І.Л., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України
Тел.: (044) 527-88-95

Анотація – в статті представлено результати аналітичних положень опису методики визначення ресурсу за динамікою зношування деталей зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова – деталь, зношування, наробіток, комбайн, спрацювання, ресурс.

Постановка проблеми. Розподіл ресурсу поверхні, що зношується, її середній і γ -відсотковий показники необхідно визначати за динамікою зношування при спрацюванні, яка рівна граничному значенню $U=U_{гр}$. Якщо деталь має одну поверхню, що зношується, то ресурс деталі рівний ресурсу поверхні.

В загальному випадку деталь має декілька поверхонь, що зношуються.

Аналіз останніх досліджень. Початкові дані про результати обстеження деталей, що мають, декілька поверхонь, які зношуються, рекомендується представити у вигляді [1]

$$(\tau_1, u_{11}, u_{12}, \dots, u_{1k}), \dots, (\tau_N, u_{N1}, \dots, u_{Nk}),$$

де τ_i – наробіток i -ої деталі;

u_{ij} – спрацювання j -ої поверхні i -ої деталі;

k – кількість поверхонь;

N – об'єм вибірки.

Для визначення довговічності таких деталей застосовується узагальнене спрацювання деталі \tilde{U} , яке рівне найбільшому із спрацювань її поверхонь, що вимірюється в частках свого граничного спрацювання [2]

$$\tilde{U}_i = \max(u_{i1}/U_{гр1}, u_{i2}/U_{гр2}, \dots, u_{ik}/U_{грk}),$$

де $U_{гр1}, U_{грk}$, - граничні спрацювання поверхонь.

Це дає можливість визначити відповідно $\tilde{t}(\tilde{U})$ і $t_\gamma(\tilde{U})$, які характеризують узагальнену динаміку спрацювання деталі, що

дозволить визначити відповідно до [3] ресурс деталі в цілому. Узагальненим граничним спрацюванням буде значення $\tilde{U}_{\text{гр}} = 1$.

Раптові (не пов'язані із спрацюванням) відмови враховуються аналогічно, для чого їх узагальнене спрацювання \tilde{U} слід прийняти рівним $\tilde{U} = \tilde{U}_{\text{гр}} = 1$.

Формулювання цілей статті. Динаміку зношування необхідно використати і при визначенні граничних спрацювань. Для встановлення граничного спрацювання деталей і спряжень передбачено три критерії: технічний, технологічний і економічний. В той же час основним критерієм для деталей певної частини машин, залежно від їх призначення, буде лише один, решта ж двоє критеріїв матиме допоміжне, контрольне значення. Зокрема, для деталей механічних передач, що становлять переважну більшість деталей будь-якої машини, таким основним критерієм є технічний, а економічний критерій застосовується в основному при обґрунтуванні величин допустимого спрацювання.

Основна частина. Для деталей, у яких основним критерієм є технічний, знання динаміки їх зношування дозволяє визначити величину граничного спрацювання в зоні переходу від періоду нормальної експлуатації до аварійного зношування (рис. 1).

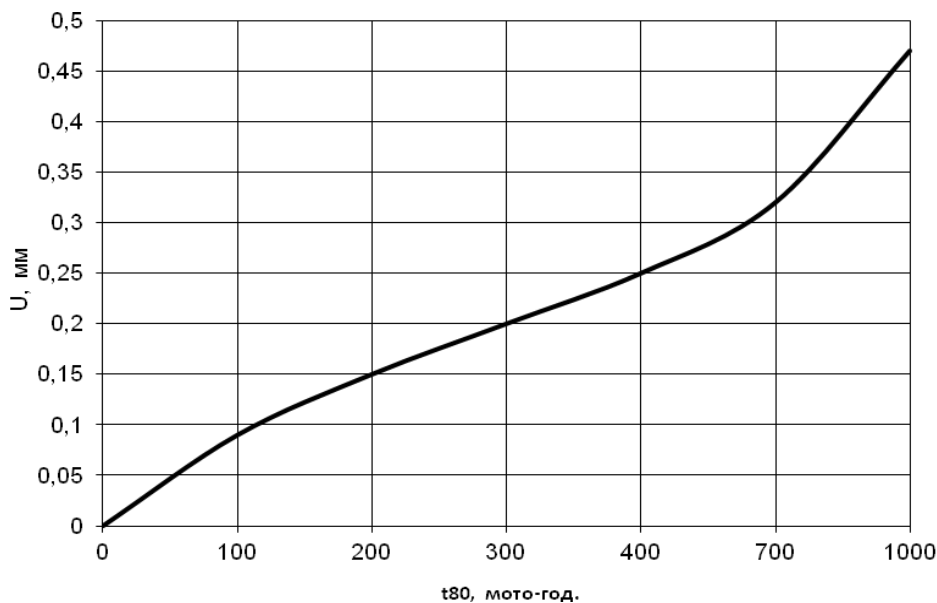


Рис. 1. Типова динаміка зношування поверхонь під підшипники деталей типу “вал” зернозбиральних комбайнів КЗС-9М-01 “Славутич”

При недостатній інформації на рівні граничного спрацювання (тобто мала кількість деталей із спрацюванням вище граничного), що не дає можливості достовірно встановити зону переходу від першого періоду зношування до другого, необхідно оцінювати нижню межу

граничного спрацювання, що відповідає найбільшому значенню спрацювання, яке необхідно віднести до першого періоду. У разі відсутності другого періоду поступають таким же чином. Критерієм недостачі інформації на рівні граничного спрацювання є ширина довірчих інтервалів. Величину спрацювання, при якій нижня 80% довірна межа динаміки перестає зростати, необхідно прийняти за межу зони недостачі інформації.

При частці відмов $r_2/N \leq 0,2 - 0,3$, що спостерігається вельми часто при побудові динаміки зношування в зоні очікуваного граничного спрацювання, точність оцінки 80%-го наробітку t_{80} істотно вища за точність оцінки середнього \bar{t} . Тому необхідно для визначення граничного спрацювання використовувати динаміку $t_{80}(U)$.

Якщо з апріорної інформації відомий вид закону розподілу наробітку деталей на довільному рівні спрацювання, то рекомендується застосувати метод максимальної правдоподібності. При цьому параметри розподілу необхідно визначати з умови максимуму функції правдоподібності, яка у випадку двосторонньо цензурованої вибірки має вигляд

$$L(t) = \prod_{i=1}^{r_1} F(\tau_i) \prod_{i=r_1+1}^{r_2} f(\tau_i) \prod_{i=r_2+1}^N [1 - F(\tau_i)], \quad (1)$$

де $F(\tau_i)$ – функція розподілу; $f(\tau_i)$ – щільність розподілу.

Максимум функції правдоподібності необхідно визначати з умови рівності нулю її часткових похідних за невідомими параметрами.

Для розрахунку параметрів розподілу наробітку рекомендується використати розподіл Вейбулла-Гнеденко в двопараметричній формі

$$F(t) = \begin{cases} 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right], & t > 0, \\ 0 & t < 0 \end{cases}, \quad (2)$$

де a – параметр масштабу розподілу Вейбулла-Гнеденко; b – параметр форми розподілу Вейбулла-Гнеденко.

Якщо з апріорної інформації відомо, що для деякої конкретної задачі розподіл Вейбулла непридатний, слід використовувати непараметричну методику. В обґрунтованих випадках допустимо також використовувати інші, відмінних від Вейбулла-Гнеденко, законів розподілу.

Параметри розподілу Вейбулла-Гнеденко за методом максимальної правдоподібності необхідно визначати із системи рівнянь

$$\begin{cases} \frac{a}{b} \frac{\partial \ln L}{\partial a} = -\sum_{i=1}^{r_1} \frac{(\tau_i/a)^b}{\exp[(\tau_i/a)^b] - 1} + \sum_{i=r_1+1}^N (\tau_i/a)^b - (r_2 - r_1) = 0 \\ \frac{\partial \ln L}{\partial b} = \sum_{i=1}^{r_1} \frac{(\tau_i/a)^b \ln(\tau_i/a)}{\exp[(\tau_i/a)^b] - 1} + \sum_{i=r_1+1}^{r_2} \ln(\tau_i/a) + \frac{r_2 - r_1}{b} - \sum_{i=r_1+1}^N (\tau_i/a)^b \times \ln(\tau_i/a) = 0. \end{cases}, \quad (3)$$

Для підвищення точності розрахунків динаміки зношування необхідно проводити в два етапи.

На першому етапі визначити значення параметра форми для всіх розрахункових рівнів спрацювання $b(U_j)$ і визначити за допомогою згладжування залежність $b(U)$. При обмежених об'ємах інформації точність оцінки параметра форми b на рівні максимального спрацювання U_j (для яких частка деталей, що відмовили $r_2/N \leq 0,1-0,15$) недостатня, і тому залежність $b(U)$ в цій області спрацювань необхідно визначити методом екстраполяції.

На другому етапі значення параметра форми b для кожного розрахункового рівня спрацювання U_j взяти із згладженої залежності $b(U)$ і при прийнятому значенні b визначити значення параметра масштабу a .

Середній \bar{t} і гамма-відсотковий t_γ наробітки необхідно визначити через параметри a і b за формулами

$$\bar{t} = a\Gamma\left(1 - \frac{1}{b}\right) \text{ і } t_\gamma = a(-\ln \gamma)^{1/b} \quad (4)$$

Відповідно отримана залежність $\bar{t}(U)$ або $t_\gamma(U)$ і є шуканою динамікою зношування.

Точність оцінки динаміки зношування визначається шириною довірчих інтервалів для оцінок середніх \bar{t} і 80%-вих t_{80} наробіток, які рекомендується визначити методом максимальної правдоподібності за цензурованими вибірками з розподілу Вейбулла-Гнеденко.

В цій методиці довірчі інтервали встановлено для рівнів спрацювання U_j , у яких $r_2/N \leq 0,4$, що охоплює частину динаміки зношування, яка визначає довговічність деталей.

Порядок розрахунку довірчих інтервалів оцінок \bar{t} і t_{80} (для кожного розрахункового рівня спрацювання U_j) наступний.

При розрахунку величини r_2 , b і t_{80} відомі, а довірчу ймовірність P приймати рівною 0,8 або 0,9.

За номограмою (рис. 2) визначають, при прийнятій величині параметра форми b і довірчої ймовірності P , значення ε'_n і ε'_e . Рекомендується приймати $P = 0,8$.

Визначають нижні і верхні відносні похибки оцінок t_{80} :

$$\varepsilon_e^{80} = (1 - \varepsilon'_e)^{1/b} - 1, \quad \text{і} \quad \varepsilon_n^{80} = (1 - \varepsilon'_n)^{1/b} - 1, \quad (5)$$

де b – значення параметра форми при $U=U_j$.

Визначають нижні і верхні відносні похибки оцінок \bar{t} :

$$\bar{\varepsilon}_e = \begin{cases} \varepsilon_e^{80} + 0,12 - 0,4r/N, & \text{при } r/N \leq 0,3 \\ \varepsilon_e^{80} & \text{при } r/N > 0,3 \end{cases}; \quad (6)$$

$$\bar{\varepsilon}_n = \begin{cases} \varepsilon_n^{80} + 0,12 - 0,4r/N, & \text{при } r/N \leq 0,3 \\ \varepsilon_n^{80} & \text{при } r/N > 0,3 \end{cases}$$

Довірчі межі оцінок t_{80} і \bar{t} визначають за формулами:

$$\begin{cases} t_{80H} = t_{80}(1 + \varepsilon_n^{80}); \\ t_{80B} = t_{80}(1 + \varepsilon_b^{80}); \\ \bar{t}_H = \bar{t}(1 + \bar{\varepsilon}_n); \\ \bar{t}_B = \bar{t}(1 + \bar{\varepsilon}_b), \end{cases} \quad (15)$$

де t_{80} , \bar{t} – точкові оцінки t_{80H} , \bar{t}_H – нижні, а t_{80B} , \bar{t}_B – верхні довірчі межі 80%-го і середнього наробітку, відповідно.

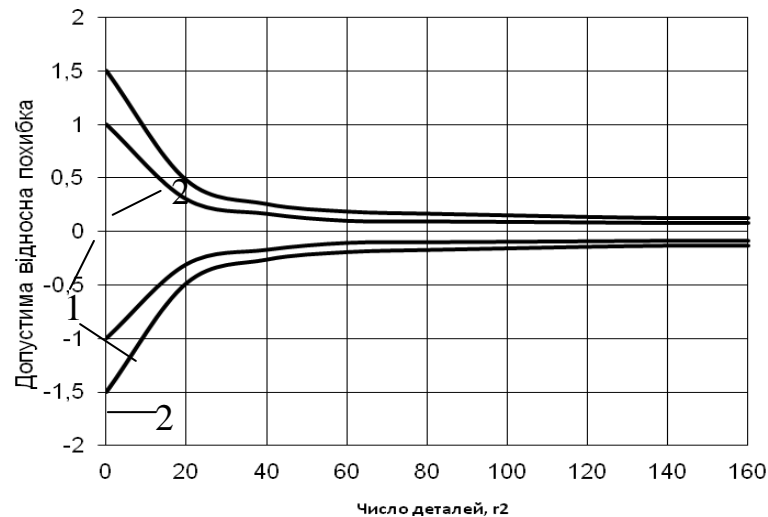


Рис. 2. Відносні похибки при $b=1$:

1 – довірна ймовірність $P=0,8$; 2 – довірна ймовірність $P=0,9$

Описані вище довірчі інтервали оцінок t_{80} і \bar{t} знайдені методом статистичного моделювання для вибірок, об'єм яких лежить в межах $30 \leq N \leq 100$.

Знаходження необхідного об'єму спостережень є зворотною задачею по відношенню до визначення довірчих інтервалів. Цим і пояснюється описаний порядок визначення необхідного об'єму спостережень N .

Висновки. Разом з оцінкою граничного спрацювання $U_{гр}$, яка отримана вище, необхідно також враховувати обмеження на величину $U_{гр}$, які залежать від: порушенням умов міцності деталей, функціональними порушеннями у зв'язку із спрацюванням і порушеннями умов праці.

Їх значимість не слід перебільшувати, оскільки мікрометражу піддаються деталі роботоздатних машин. Тому необхідно враховувати і

два інші критерії, за умови, що розглядаються деталі, для яких основним критерієм є технічний.

Література

1. *Молодик М.В.* Оцінювання надійності машин при експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті / *М.В. Молодик* // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: “ННЦ ІМЕСГ”, 2008. – Вип. 92. – С. 381–389.
2. *Гринченко А.С.* Прогнозирование ресурса на основе регрессионных моделей накопления деформационных повреждений / *А.С. Гринченко, А.И. Алферов, А.П. Лупандина, Ю.Д. Красников* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2009. – Вип. 80. – С. 33–39.
3. *Клімов П.М.* Обґрунтування режимів і розробка засобів контролю технічного стану машинно-тракторних агрегатів вібродіагностуванням : дис... на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук; 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / *П.М. Клімов.* – Харків: Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка, 2008. – 152 с.
4. Розробити наукові основи та рекомендації щодо формування інформаційної бази даних матеріально-технічних і енергетичних ресурсів : звіт про НДР (заключний) / Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № держ. реєстр. 0107U012058 ; № держ. обл. 0209U002599. – К. – 2008. – 119 с.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕСУРСА ПО ДИНАМИКЕ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Быстрый А.Н., Роговский И.Л.

Аннотация – в статье представлены результаты аналитического описания методики определения ресурса по динамике изнашивания деталей зерноуборочных комбайнов.

TECHNIQUE OF DEFINITION OF THE LIFETIME ON THE DYNAMICS OF CHAFING OF GRAIN HARVESTING COMBINES PARTS

O. Bystryj, I. Rogovskii

Summary

Results of the analytical description of a technique of definition of the life time on the dynamics of chafing of partsof grain harvesting combines are presented in the paper.

УДК 630.171.075.3

АНАЛІТИЧНА ФОРМАЛІЗАЦІЯ МЕТИ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Роговський І.Л., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України
Тел.: (044) 527-88-95

Анотація – в статті представлено результати щодо аналітичного опису формалізації мети системи технічного обслуговування сільськогосподарських машин.

Ключові слова – адаптивність, мета, машина, технічне обслуговування.

Постановка проблеми. Розв'язання проблем ефективності функціонування системи технічного обслуговування сільськогосподарських машин неможливе без відповідного наукового супроводу, який, за твердженням академіка НААН України і РАСГН Я.С. Гукова [1] та переконанням член-кореспондента НААН України М.В. Молодика [2], є недостатнім.

Аналіз останніх досліджень. За методологією член-кореспондента НААН України О.В. Сидорчука [3, 4] вирішення проблеми лежить в площині моделювання сервісної системи таких організаційно-технічних та технологічних умов, за яких сервіс є ефективним. При цьому теоретичні дослідження системи мають дати відповідь на два головні питання – як має змінюватися система залежно від рівня розвитку аграрного виробництва, а також – які параметри повинна мати як система обслуговчо-ремонтного сервісу, щоб виконувати відповідні втручання з мінімальними технологічно потрібними витратами ресурсів та капіталовкладеннями.

Однак визначення параметрів системи та її розвиток має відбуватись на основі чітко сформульованих наукових принципів: системності [4], предметно-технологічного підходу [3, 5], математичного моделювання [6], обґрунтування ризику [7], оптимізації та прогнозування [7]. І на переконання автора статті формалізацію мети самої системи.

Формулювання цілей статті. Зафіксувати положення аналітичного опису формалізації мети системи технічного

обслуговування сільськогосподарських машин.

Основна частина. У системи технічного обслуговування сільськогосподарських машин є власна особлива місія, за якої ця система виходить за межі аграрного виробництва і безпосередньо впливає на проектування і виробництво самої продукції сільськогосподарського машинобудування (рис. 1) через множину альтернативних варіантів функціональних схем основної виробничої складової: $f = (f_1^s, f_2^s, \dots, f_n^s) \cup (f_1^p, f_2^p, \dots, f_k^p)$, де \cup – знак диз'юнкції (логіка “або”), а $f_1^s, f_2^s, \dots, f_n^s$ і $f_1^p, f_2^p, \dots, f_k^p$ – виробничі фактори.



Рис. 1. Вплив виробничих факторів на технічне обслуговування

Узагальнивши науковий досвід, нами сформульована ієрархічна система формування оцінки інтенсифікації технічного обслуговування сільськогосподарських машин (рис. 2). Ядром системи є узагальнюючий критерій надійність. Кожна підсистема має власні відмінності та особливості і взаємопов'язана з іншими. В цілому система є складною технічною системою, яка володіє властивостями асоціативності, рефлексивності, неоднорідності і емерджентності.

Природно-кліматичні: рельєф місцевості; міцність ґрунту; властивості ґрунту; висота над рівнем моря.

Агробіологічні – забур'яненість ґрунту, конфігурація поля.

Технічні: підготовка машин до роботи; режим технічного обслуговування; система відновлення деталей, режим зберігання; необхідна якість паливно-мастильних матеріалів, забезпечення запасними частинками; сертифікація техніки і послуг технічного сервісу.

Організаційно-виробничі: структура виробничих фондів; структура системи машин; об'єми робіт і завантаження; управління технічною експлуатацією; застосування оренди, підряду, лізингу; спільне використання техніки, оновлення машин, вибір технологічного комплексу, вибір параметрів процесу, використання часу зміни, режими технологічного обслуговування; способи руху машинно-тракторних агрегатів, швидкісний режим.

Соціологічні: охорона праці, організація праці, сертифікація виробництва, мотивація виробництва кінцевого продукту, інформаційне забезпечення, кадри та інфраструктура.

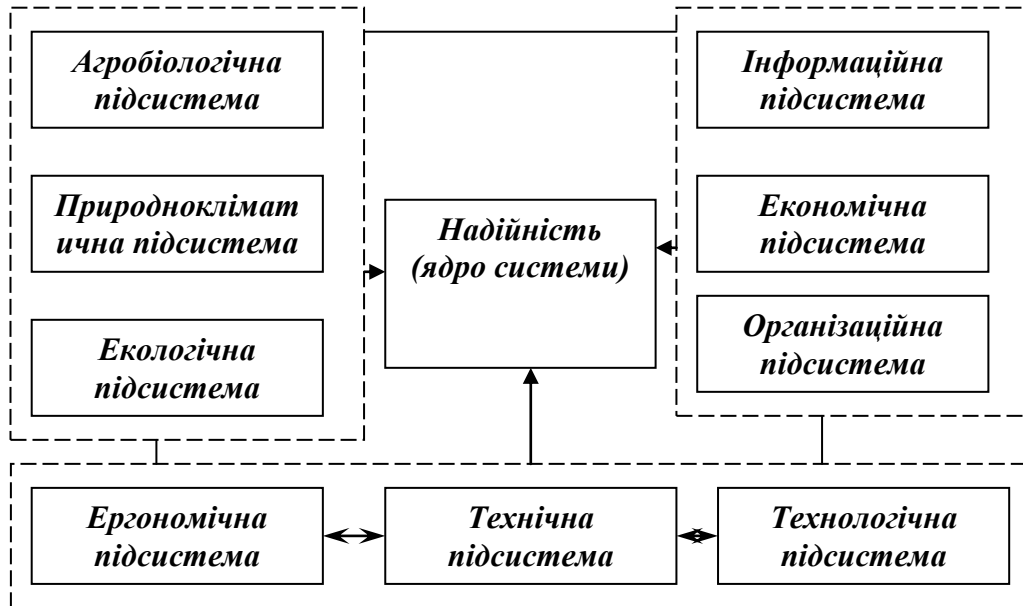


Рис. 2. Система оцінки інтенсифікації технічного обслуговування сільськогосподарських машин

В підсистемах об'єднано більше 60 факторів. Об'єктивно оцінити цю складну сукупність можливо лише шляхом багатокритеріальної оптимізації. Кваліметричною основою оцінки при значній кількості метрологічних і якісних критеріїв, які характеризуються розмінностями і фізичним змістом, є обґрунтування коефіцієнтів “домінування” або “бажаності” зі зміною їх від 0 до 1 з результуючим співставленням даних про довільне прийнятне рішення. Методика розрахунку коефіцієнтів розроблена в працях Р.Л. Кіні. Узагальнюючий критерій, розраховується за частними коефіцієнтами “домінування”, за якою запропоновано адаптованість технологій технічного обслуговування з уніфікованими і узагальненими процесами для машин всіх видів і марок на єдиній науково-методичній основі:

- підсистема типізації забезпечує виконання всіх видів технології з підтримання сільськогосподарських машин в роботоздатному стані з оптимальними затратами праці, часу, матеріалів, засобів і енергоресурсів;
- підсистема спеціалізації забезпечує виконання всіх видів технічного обслуговування машин, що експлуатуються у різних власників;
- операційні технології адаптують до процесу технічного обслуговування;

- підсистема параметричних рядів виконань за рахунок блочно-модульності і змінно-блочності, з врахуванням складності і різної покупної спроможності власника машин.

Враховуючи вищенаведене в узагальнюючому випадку надано формальну постановку задачі адаптованості вибору варіантів. Нехай маємо керовану стохастичну систему, для якої характерне таке:

- впливати на функціонування системи можливо лише в дискретні моменти часу t_n ($n=0, 1, \dots; t_n > t_{n-1}$);

- керований вплив $x[n]$ в момент часу t_n приймають значення із кінцевої множини $X = \{x^1, \dots, x^N\}$;

- кількість функціонування системи на проміжку часу $[t_{n-1}, t_n]$ в загальному випадку характеризується значення кількох випадкових величин показників системи $\xi_1[n], \dots, \xi_n[n]$.

Вибір значення $x[n-1]$ будемо трактувати як вибір відповідного варіанта функціонування керованої системи на черговому відрізку часу $[t_{n-1}, t_n]$, а множина X , як множина можливих варіантів.

Робимо припущення, що:

а) втрати $\xi_j[n]$ системи на проміжку часу $[t_{n-1}, t_n]$ залежать тільки від останнього варіанту $x[n-1]$, обраного в момент часу t_{n-1} :

$$\xi_j[n] = \xi_{jn}(x[n-1], w), \quad (j = \overline{1, m}); \quad (1)$$

б) для всіх $i = \overline{1, N}$, $j = \overline{1, m}$ і $n = 1, 2, \dots$, $M\{\xi_{jn}(x^i, w)\} = V_j^i$, $M\{\xi_{jn}^2(x^i, w)\} \leq k < \infty$;

в) сукупності $\{x[k], \xi_{jk}(x^i, w) \mid k = \overline{0, n-1}, i = \overline{1, N}\}$ і $\{x[n], \xi_{jn}(x^i, w) \mid i = \overline{1, N}\}$, а також випадкова величина $\xi_{jn}(x^i, w)$ і сукупність $\{x[t], \xi_{jk}(x^i, w) \mid t = \overline{0, n}; k = \overline{0, n-1}\}$ не залежні при всіх $n = 1, 2, \dots$, $j = \overline{1, m}$, $i = \overline{1, N}$;

г) всі випадкові процеси і величини, що задані в деякому повному ймовірнісному просторі (Ω, Φ, P) , де (Ω, Φ) - вимірюваний простір, який складається із множини (Ω) елементарних подій (w) і визначеною на ній (σ) -алгебри (Φ) , а (P) - ймовірнісна міра, що визначена на (Φ) . Залежність випадкової величини від (w) для зручності знехтували.

$$\text{Величина} \quad \Phi_j[n] = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \xi_j[k] \quad (2)$$

є середніми втратами на j -ому показнику. При цьому сукупність величин $\{\Phi_j[n], (j = \overline{1, m})\}$ характеризує якість послідовності $x[0], \dots, x[n-1]$ варіантів, обраних на перших n кроках. Будемо розглядати також системи, для яких метою оптимізації є забезпечення виконання з ймовірністю одиниця деякої заданої умови на величини $\overline{\lim}_{n \rightarrow \infty} \Phi_j[n]$:

$$\left\{ \overline{\lim}_{n \rightarrow \infty} \Phi_i[n], \dots, \overline{\lim}_{n \rightarrow \infty} \Phi_m[n] \right\} \rightarrow \text{opt.}_{\{x[n]\}} \quad (3)$$

В кожній конкретній задачі ця мета може бути різною.

У такому випадку, коли величина V_j^i і мета оптимізації (3) повністю відомі, існує принципова можливість визначення оптимальної послідовності варіантів $\{x^*[n]\}$ до початку функціонування системи (робиться припущення, що $\{x^*[n]\}$ існує). Якщо ж в задачі (1)-(3) присутня невизначеність, яка може виразитись в неповному знанні як величин V_j^i , так і мети (3), тоді можливість визначення відсутня. Ось тоді і настає задача адаптивного вибору варіантів, яка закладається в тому, що в процесі функціонування системи на основі спостережень значень втрат $\xi_j[n]$ необхідно визначити правило, або спосіб формування оптимальної послідовності варіантів $\{x^*[n]\}$, що б забезпечили досягнення мети (3).

Можливо довести, що при виконання адаптивного вибору для довільної послідовності $\{x[n]\}$ з ймовірністю одиниця спостерігається стохастичний вектор

$$p \in S^N = \left\{ p \in \{p_1, \dots, p_j\} \mid \sum_{i=1}^N p_i = 1, p_j \neq 0, \{j = \overline{1, N}\} \right\}, \quad (4)$$

для якого

$$\overline{\lim}_{n \rightarrow \infty} \Phi_j[n] = \sum_{i=1}^N p_i V_j^i = V_j(p), \quad (j = \overline{1, m}). \quad (5)$$

За виразами (1) – (5) можемо, констатувати, що в якості оптимальної послідовності параметрів необхідно прийняти послідовність незалежних випадкових величин $\{x^*[n]\}$, які задовольняють умові

$$P\{x^*[n] = x^i\} = p_i^*, \quad (i = \overline{1, N}; n = 0, 1, \dots), \quad (6)$$

де $p \in S^N$ – рішення наступної задачі оптимізації

$$\{V_1(p), \dots, V_m(p)\} \rightarrow \underset{p \in S^N}{\text{opt}}. \quad (7)$$

З причини наявності апріорної невизначеності величини V_j^i , і відповідно p_i^* невідомі, тому формування послідовності $\{x^*[n]\}$ на основі умови (6) ускладнено. Як можливе рішення, використання спостережень значень втрат $\xi_j[n]$ в процесі роботи системи формування послідовності стохастичних векторів $p[n]$, яка сходиться при $n \rightarrow \infty$ (в ймовірнісному змісті) з вектором p_i^* , а вибір варіанта $x[n]$ здійснювати випадковим чином у відповідності з умовою

$$P\{x[n] = x^i \mid x[k], \xi_j[k+1], (k = \overline{0, n-1}; j = \overline{1, m})\} = p_i[n], \quad (i = \overline{1, N}) \quad (8)$$

Такий вибір (8) виконується за допомогою метода датчика випадкових чисел, що рівномірно розподілені на відрізку $[0,1]$. Оскільки при розгляді конкретних задач, сходимість послідовності $\{p[n]\}$ в точку p^* забезпечує мету (3).

Використання рандомізованої стратегії вибору при рішенні задач адаптивного вибору варіантів технічного обслуговування є наслідком складання виразу (5). Відмітимо, що рандомізації є зручним керованим механізмом перебору варіантів, які необхідні з причини параметрів

стохастичності, і створює можливість адекватної оцінки дискретної величини X . Крім того, адаптивність дозволяє надати визначеного змісту задачам оптимізації і підвищити ефективність рішення в задачах оптимізації при наявності додаткових обмежень.

Описані задачі адаптивного вибору варіантів у випадку стаціонарності випадкових величин, що є її складовою, і процесів виконується через рішення виразу (7). Конкретний зміст мети оптимізації opt в (7) може бути вибраний в залежності від конкретних умов застосування системи технічного обслуговування. Так, при $m=1$ (7) означає, як правило, мінімізацію V_1 за $p \in S^N$. Якщо $m \geq 2$ і мета opt апріорі визначена не в повній мірі, тоді ми маємо справу з однією із задач векторної оптимізації, методи рішення якої в останній час інтенсивно розвиваються. Деякі з цих методів зводяться до попереднього визначення точного змісту мети оптимізації opt на основі додаткових досліджень засобами скаляризації або звертування з наступним рішенням отриманих задач. При цьому задача векторної оптимізації може конкретизуватись в задачі як з обмеженнями так і без них.

В подальших дослідженнях нами розглядаються лише ті випадки, коли мета оптимізації (7) визначена повністю. При цьому основний акцент надається найбільш поширеним задачам мінімізації, як при наявності додаткових обмежень, так і без них, а також задачі пошуку точки рівноваги по Нешу.

Висновок. Для запровадження адаптивного виробу рішень системи технічного обслуговування сільськогосподарських машин необхідно мати чітко поставлену мету, яка може бути описана і теоретичними методами. Актуальності набувають проблеми оперативного прийняття рішень при технічному обслуговуванні через аналіз та оцінювання надійності при різних умовах експлуатації.

Література

1. *Гуков Я.С.* Наукове забезпечення формування державної політики стосовно відтворення та оновлення матеріально-технічної бази агропромислових підприємств / *Я.С. Гуков* // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2008. – Вип. 92. – С. 13–25.
2. *Молодик М.В.* Організаційно-економічне удосконалення системи технічного сервісу в АПК України / *М.В. Молодик, Б.Г. Харченко* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2009. – Вип. 77. – С. 96–103.
3. *Сидорчук О.* Наукові завдання розвитку сільськогосподарського машинобудування в Україні / *О. Сидорчук, В. Саченко* // Вісник Львівського національного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – Дубляни: ЛНАУ, 2008. – Вип. 12. – Т. 2. – С. 5–10.

4. Сидорчук О. Удосконалення алгоритму автоматизованого проектного розрахунку технологічних ліній розбирання-складання / О.Сидорчук, Р.Кузьмінський // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України / УкрНДІПВТ. – Дослідницьке, 2008. – Вип. 12 (26). – С. 337–342.
5. Кравчук В.І. Окремі аспекти досліджень технічного забезпечення АПК / В.І. Кравчук // Техніка АПК. – 2008. – №3–4. – С. 6–7.
6. Бойко А.І. Системні методи забезпечення надійності комплексів машин та обладнання / Бойко А.І., Новицький А.В., Карабиньош С.С.// Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – Вип. 37. – С. 305–310.
7. Сидорчук О. Концепція управління проектом технічного обслуговування тракторів / О. Сидорчук, М. Семерак, Р. Кузьмінський, Я. Шолудько, Р. Барабаш // Вісник Львівського національного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – Дубляни: ЛНАУ, 2008. – Вип. 12.– Т. 1. – С. 16–21.
8. Роговський І.Л. Технічні вимоги до гарантійного технічного обслуговування сільськогосподарських машин / І.Л. Роговський // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К.– 2010. – Вип. 144. – Ч. 3. – С. 286–291.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ ФОРМАЛИЗАЦИЯ ЦЕЛИ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Роговский И.Л.

Анотація – в статті представлені результати аналітичного описання формалізації цілі системи технічного обслуговування сільськогосподарських машин.

ANALYTICAL FORMALIZATION OF THE PURPOSE OF THE SYSTEM OF MAINTENANCE SERVICE OF AGRICULTURAL MACHINES

I. Rogovskiy

Summary

Results of the analytical description of formalisation of the purpose of the system of maintenance service of agricultural machiner are presented in the paper.

УДК 631.355.072/1

ОЦІНКА СУЧАСНОГО СТАНУ ВІТЧИЗНЯНОГО ПАРКУ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Бондаренко О.В., к.т.н.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (0512) 34-01-91

Анотація – проведено ґрунтовний аналіз технологічного забезпечення збирання врожаю кукурудзи. Проаналізовано завантаженість кукурудзозбиральної техніки, визначені негативні наслідки її збільшення.

Ключові слова – кукурудзозбиральна техніка, збирання врожаю, сезонне завантаження.

Постановка проблеми. Згідно з прогнозами USDA, FAO, інших авторитетних міжнародних та національних агенцій, площі під кукурудзою зростатимуть, витісняючи інші зернові. Нині ця культура займає одне з провідних місць у світовому виробництві сільськогосподарських культур. Найбільший обсяг виробництва – у США (близько 40 % світового обсягу виробництва кукурудзи та понад 60 % світового обсягу експорту). Доволі швидко в світі зростає врожай кукурудзи. Так у 2009 році показники врожайності в США та країнах ЄС вже перевищували 85 ц/га [6]. В Україні показники врожайності на превеликий жаль більш як удвічі нижчі, не дивлячись, що наша країна, особливо райони півдня України, за своїми кліматичними умовами, як і американський кукурудзяний регіон, вельмисприятлива для виробництва кукурудзи. Ці умови дають реальну можливість значного підвищення врожайності кукурудзи, рентабельності її використання і загального підйому економіки сільського господарства. Але нарощування обсягу виробництва кукурудзи в Україні проводиться екстенсивним шляхом. В Україні посівна площа кукурудзи на зерно в 2009 році становила 2,6 млн. га, а валовий збір зерна склав – 12,5 млн. т [3]. Зважаючи на постійно зростаючий попит на відновлювальні джерела енергії – такі як біоетанол (який в більшості виробляють із кукурудзи), слід очікувати подальше збільшення посівних площ даної культури. Враховуючи таку тенденцію всебічного зростання виробництва кукурудзи, зокрема в Україні, виникає питання з яким

парком збиральних машин залишиться країна в недалекому майбутньому та взагалі яким чином проводити збиральні роботи?

Аналіз останніх досліджень. Багаторічною практикою доведено, що успішне і своєчасне проведення збиральних робіт врожаю в першу чергу залежить від високого рівня матеріально-технічного забезпечення, ефективної роботи збирально-транспортних засобів та рівня організації робіт в цьому напрямку в цілому. Але низька платоспроможність сільськогосподарських підприємств нашої країни в останні роки та незначні обсяги інвестицій призвели до значного зниження рівня фондозабезпеченості. Як наслідок спостерігається стійка тенденція до зменшення кількості складної сільськогосподарської техніки, а це в свою чергу негативно впливає на якість виконання технологічних операцій під час збирання врожаю. В аграрному секторі економіки України інтенсивними темпами відбувається процес деіндустріалізації виробництва, погіршується забезпеченість сільськогосподарських підприємств новою сучасною технікою, запасними частинами, паливо-мастильними матеріалами [5].

На теперішній час парк кукурудзозбиральної техніки в сільськогосподарських підприємствах країни складається в основному з причіпних комбайнів ККП-3, самохідних КСКУ-6 та приставок ППК-4, КМД-6 (на 85 %) які вже морально і фізично застаріли. В цій ситуації аграрії вимушені купувати закордонну збиральну техніку, яка на сьогоднішній день надто дорога і не завжди адаптована до місцевих умов експлуатації.

Визначення необхідної кількості збиральних машин і їх складу на основі аналізу витрат коштів на придбання техніки та збитків від несвоєчасного збору врожаю запропоновано у роботах [2,5]. Розраховуючи, що оптимальні строки збирання кукурудзи на зерно не повинні перевищувати 7 днів (перебільшення веде до неминучих значних втрат), розрахункова кількість необхідної Україні кукурудзозбиральної техніки складає 16,5 тис. штук. Однак у приведених розрахунках зовсім не приділено уваги можливим простоям машин, пов'язаним з технічними обслуговуваннями та запланованими діагностичними заходами.

Виділення невирішеної частини загальної проблеми. Існуючі способи механізованого збирання кукурудзи відрізняються змістом і послідовністю виконання окремих операцій, що зумовлює особливість структури комплексів кукурудзозбиральних машин. В більшості випадків, як закордонні, так і вітчизняні кукурудзозбиральні машини не відповідають агротехнічним вимогам та надійності виконання технологічного процесу. У нашій країні агротехнічні вимоги на машини для збирання кукурудзи на зерно не змінювалися з 1983 року. Незважаючи на те, що питаннями механізації збирання кукурудзи на зерно займаються як у нашій країні, так

і за кордоном, до цього часу не розпочато випуск нових вітчизняних кукурудзозбиральних машин, які принципово відрізняються від своїх існуючих аналогів. Це пов'язано з одного боку з жорсткими вимогами, які пред'являються до якості роботи кукурудзозбиральних машин і продукції зібраної ними, а з іншого боку різноманіттям технологій збирання даної культури та складністю виконуваних операцій.

На сьогоднішній день темпи спрацьованості існуючого парку кукурудзозбиральної техніки на порядок перевищують темпи її оновлення. Внаслідок цього збільшується сезонне навантаження на збиральну техніку в 5 ... 7 разів, розтягуються строки її експлуатації, що приводить у свою чергу до зростання тривалості збирання та приносить щорічні втрати врожаю до 650...800 тис. т.

Мета роботи. Обґрунтування шляхів поліпшення стану вітчизняного парку кукурудзозбиральних машин.

Викладення основного матеріалу дослідження. За даними Держкомстату України в 2009 році посівна площа кукурудзи на зерно становила 2,6 млн. га, а валовий збір зерна склав – 12,5 млн. т, при середній врожайності 50 ц/га [3]. Але посівні площі, як і врожайність кукурудзи за багаторічними даними досить нестабільні. Основними причинами нестабільності виробництва зерна кукурудзи та рівня врожайності культури є різке коливання за роками розміру посівних площ, значного погіршення матеріально-технічної бази господарств, відсутність коштів на придбання сучасної збиральної техніки.

В 1990 році кукурудза на зерно займала лише 1,2 млн. га. Починаючи з 2000 року кукурудзяний лан нашої країни почав стабільно відроджуватись, якщо в 2000 році було посіяно всього 1,4 млн. га, то в 2009 році цей показник склав майже 3,0 млн. га. Аналізуючи приведені дані видно, що посівні площі за останнє десятиріччя зросли майже на 50 %, що пояснюється привабливою ціною кон'юнктурою – середні експортні ціни на кукурудзу перевищують ціни на пшеницю. Але незважаючи на постійну тенденцію зростання посівів кукурудзи, необхідно відзначити такий негативний фактор, як постійне збільшення розбіжності між показниками посівної та зібраної площ (рис. 1).

Розбіжність між показниками посівної та зібраної площ по-перше обумовлена ризиком посухи або навпаки шквальних злив, притаманним природно-кліматичним умовам нашої країни. Такі природні явища в останні роки виникають досить часто, в деякі роки вони охоплюють великі площі, що призводить до різкого зниження врожайності всіх сільськогосподарських культур, в тому числі і кукурудзи. По-друге, це чутливість районуваних гібридів кукурудзи до несприятливих біотичних і абіотичних факторів та відсутність коштів на придбання необхідних засобів захисту рослин. І найголовніше, це відсутність сучасного парку

кукурудзозбиральних машин.



Рис. 1. Динаміка площ посіву та збору кукурудзи в Україні

Протягом 1991-2009 років має місце різке непоновлюване скорочення кукурудзозбиральної техніки від 15287 в 1991 році до 2857 одиниць в 2009 році (рис. 2). Дефіцит у кукурудзозбиральних комбайнах призводить до подовжування строків збирання і як наслідок, до погіршення якості та кількості валового збору. Окрім того, це є фактором стримування нарощування обсягів виробництва зерна кукурудзи у відповідності до загальноукраїнської та загальносвітової тенденцій.

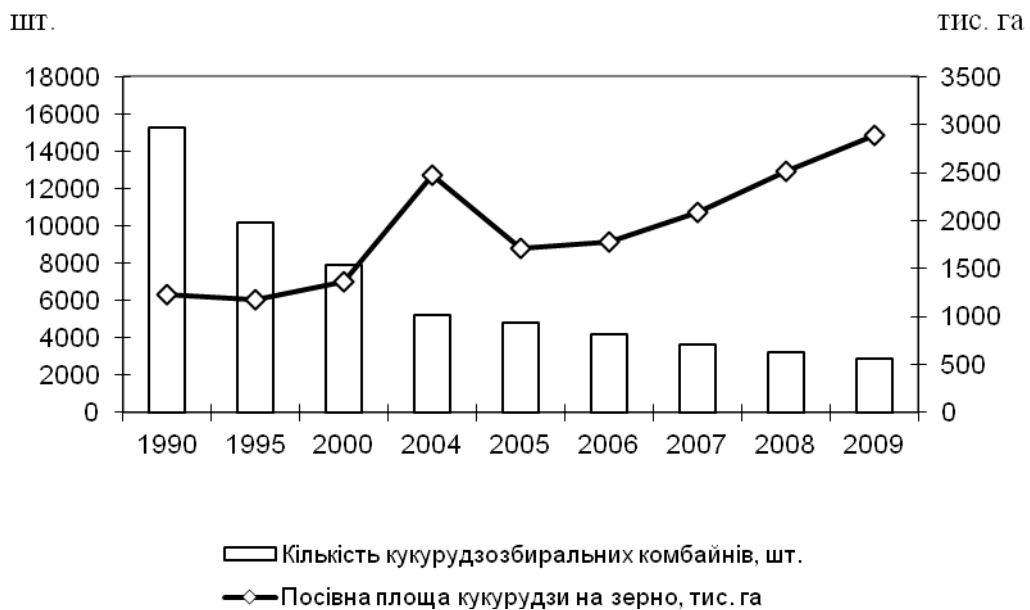


Рис. 2. Відношення кількості кукурудзозбиральної техніки до посівних площ кукурудзи

Нерівномірним є і розподіл кукурудзозбиральної техніки у розрізі регіонів країни. Насамперед варто відзначити, що наявність кукурудзозбиральних комбайнів в більшості регіонів за останні роки не відповідає розміщенню виробництва кукурудзи, деякі області мають в своєму розпорядженні від 5 до 12 одиниць збиральної техніки [1]. За даними Держкомстату в 2009 році в середньому в державі одним кукурудзозбиральним комбайном збиралось близько 1000 га посівних площ, в Миколаївській області – 365 га, АР Крим – понад 600 га, в Волинській та Львівській областях понад 1350 га (для порівняння у 1990 році цей показник складав всього 80 га). В середньому сезонне навантаження одного кукурудзозбирального комбайна перевищує встановлену норму в 5 – 7 разів (нормативний показник для комбайнів складає 130 га, для кукурудзяних приставок 150 га). А не повна забезпеченість технікою в період збирання врожаю приводить до розтягування строків, а значить і до додаткових суттєвих витрат врожаю.

Розраховуючи, що оптимальні строки збирання кукурудзи на зерно не повинні перевищувати 7 днів, а їх перебільшення веде до неминучих значних втрат (табл. 1), розрахункова кількість необхідної Україні кукурудзозбиральної техніки складає 16,5...18,3 тис. штук. Збільшення термінів збирання призводить до біологічних втрат врожаю.

Таблиця 1

Втрати врожаю кукурудзи від затримки строків збирання

Затримки із збиранням врожаю, днів	Втрати врожаю, % в залежності від фаз вологості зерна		
	25 %	20 %	15 %
5 - 7	2,5	3,6	4,3
8 - 10	5,7	9,4	14,7
11 - 15	10,3	14,2	19,0
15 - 20	18,2	22,7	25,3

За даними науково-дослідного інституту тваринництва України, кілограм зібраних в ранні терміни стебел стиглої кукурудзи містить до 10 грамів перетравного протеїну, від 5 до 7 міліграмів каротину. У перестоялих на кореню стеблах втрачається основна маса поживних речовин на 15...20 %.

В аграрному секторі економіки України інтенсивними темпами відбувається процес деіндустріалізації виробництва, погіршується запезпеченість сільськогосподарських підприємств новою сучасною технікою, запасними частинами, паливо-мастильними матеріалами [7]. Особливо важливо це при великому рівні зношеності

машин. На теперішній час біля 85...95 % кукурудзозбиральних комбайнів відпрацювали свій ресурс і підтримуються в роботоздатному стані в період збирання тільки за рахунок ремонтних робіт. Парк кукурудзозбиральних комбайнів за останні роки катастрофічно скоротився до критичної межі в 2,8 тис. штук. Темпи зростання навантаження збиральних площ на один кукурудзозбиральний комбайн є значними і суттєво перевищують нормативний показник.

Якщо проводити міжнародні порівняння, то показник кількості кукурудзозбиральних машин в Україні у розрахунку на 1000 га посівних площ у 7 – 10 разів менше, ніж у розвинених країнах. Задіяний парк кукурудзозбиральної техніки в державі практично в шість разів менший від технологічної потреби.

В умовах нестачі власної збиральної техніки аграрні підприємства вимушені йти шляхом її залучення. На сьогоднішній день існує ряд підприємств, які спеціалізуються на відповідних послугах. Але залучення послуг обслуговуючих підприємств надто дороге та в кінцевому рахунку суттєво впливає на собівартість продукції. Наприклад (вартість послуг за цінами 2009 року) перегін трактора здійснюється за розцінками, грн/км: на паливі замовника 3,60; на паливі виконавця 10,60. Вартість однієї мотогодини роботи трактора на паливі замовника складає в середньому 500 грн., збирання кукурудзи комбайном – 520 грн., приставкою 480 грн. Як бачимо, такий напрямок не дозволяє сільськогосподарським підприємствам, яким не вистачає фінансових ресурсів на придбання коштовної техніки, отримувати прибуток.

В цій ситуації аграрії вимушені купувати закордонну збиральну техніку на вторинному ринку. Нині локальний ринок кукурудзозбиральної техніки представлений чотирма основними субринками: вітчизняна нова техніка – 15 %, нова техніка іноземного виробництва (країни далекого зарубіжжя) – 5 %, нова техніка виробництва країн СНД (переважно Росія) – 10 %, техніка іноземного виробництва, що була у використанні – 70 % [4].

Щорічно на внутрішній ринок України надходить кукурудзозбиральна техніка, термін експлуатації якої дуже різний (як правило не менш 5 років), тобто з майже вичерпаним ресурсом. Така техніка не завжди пристосована до вітчизняних умов експлуатації та особливостей роботи, крім цього потребує додаткового переналагодження і обслуговування. За даними багаторічних досліджень, середні втрати зерна при збиранні кукурудзозбиральними машинами з наробітком понад 500 тис. га знаходяться на рівні 8–12 %. Якщо валовий збір зерна кукурудзи в 2009 році на Україні склав близько 12,5 млн. т, при середній врожайності близько 50 ц/га, тоді

при мінімальних 8 % втратах при машинному збиранні загальні втрати зерна, повинні були досягнути 100 тис. т, а їх вартість (згідно прийнятної ціни 1500...1750 грн/т) відповідно 150–175 млн. грн. Практично в 2009 році втрати врожаю кукурудзи в Україні повинні були бути приблизно рівними врожаю з 200 тис. га її посівів. Тому створення правових та економічних умов для випуску вітчизняних кукурудзозбиральних машин, які б могли конкурувати по ціні і якості з закордонними аналогами, при цьому задовольняти вищевказані характеристики, повинно бути пріоритетним завданням уряду країни.

Оцінка надійності кукурудзозбиральних комбайнів від особливостей умов і режимів їх експлуатації говорить про необхідність перейняття досвіду у зарубіжних виробників з метою забезпечення високими показниками надійності, що досягаються відпрацюванням нових конструкцій, випробовуванням їх на стендах і у реальній експлуатації. Створення нового покоління більш сучасної сільськогосподарської техніки повинно нерозривно базуватись на аналізі роботи і виявленні недоліків при експлуатації попередніх машин.

Висновок. В умовах нестачі необхідних обсягів фінансових ресурсів аграрним підприємствам потрібно шукати шляхи раціонального використання техніки і на цій основі зменшення її потреби. Результати досліджень показують, що на попередньому етапі доцільно використовувати техніку на міжгосподарській основі та створювати обслуговуючі підприємства технічного забезпечення, а в подальшому слід приділяти особливу увагу розробці нової вітчизняної збиральної техніки на основі уніфікації та забезпечення високої надійності агрегатів і вузлів, як основи створення конкурентоздатної техніки. Таки заходи будуть сприяти зростанню рентабельності аграрного виробництва, а також відродженню аграрного сектора України.

Література

1. Агропромисловий комплекс України: стан, тенденції та перспективи розвитку. Інформ.-аналіт. зб. / [за ред. П.Т. Саблука та ін.]. – К.: ІАЕ УААН, 2003. – Вип. 6. – 763 с.
2. *Погорілий Л.В.* Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / *Л.В. Погорілий, С.М. Коваль* // Техніка АПК. – 2003. – № 7. – С. 4–7.
3. Статистичний щорічник України за 2008 рік. Державний комітет статистики України / [за ред. О.Г. Осауленка]. – К.: Консультант, 2009. – 576 с.
4. *Тихоненко О.В.* Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового

господарства / *О. В. Тихоненко* // Економіка АПК. – 2008. – № 7. – С. 36–41.

5. Farm Production Expenditure. 2008 Summary./United States Department of Agriculture. National Agriculture Statistics Service. – 2009. – № 8 (August). – 175 p.

6. Key World Energy Statistics. 2009/ International Energy Agency.

ОЦЕНКА СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПАРКА КУКУРУЗООБОРОЧНЫХ МАШИН

О.В. Бондаренко

Аннотация – проведен детальный анализ технологического обеспечения собирания урожая кукурузы. Проанализирована загруженность кукурузоуборочной техники, определены негативные последствия ее увеличения.

AN ESTIMATION OF THE MODERN STATE OF THE DOMESTIC FLEET OF CORN HARVESTING MACHINES

O. Bondarenko

Summary

The detailed analysis of the technological providing of harvesting corn is conducted. The work-load of corn harvesting machines is analysed and negative consequences of its increase are determined.

УДК 533.6.011.6:614.628

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВОДЯНИХ ЗАВІС ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ FLOWVISION

Виноградов А.Г., к.ф.-м.н.

Академія пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля, м. Черкаси

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – у статті розглянуто питання моделювання водяних завіс, отримано результати з допомогою програмного комплексу FlowVision.

Ключові слова – тепловий потік, екранування, водяна завіса.

Постановка проблеми. Водяні завіси застосовуються у практиці пожежної охорони для екранування конвективних і променистих теплових потоків. У виконаних раніше роботах [1, 2] створена математична модель для аналізу процесу екранування конвективного теплового потоку в осередку пожежі. Проте закладені при створенні цієї моделі спрощення можуть призводити до виникнення суттєвих відхилень результатів розрахунків від реальних параметрів. Найкращим методом визначення величини допущеної помилки є порівняння результатів теоретичних обчислень з даними експериментальних досліджень. На жаль, експериментальна перевірка теоретичної моделі на даний час є неможливою внаслідок відсутності відповідного лабораторного обладнання. Не вдалося також знайти інформацію про результати подібних експериментів у друкованих виданнях. Тому було прийняте рішення виконати порівняльний аналіз результатів теоретичних розрахунків даної моделі з результатами комп'ютерного моделювання за допомогою програмного комплексу FlowVision. Цей програмний комплекс дозволяє найбільш повним чином врахувати різноманітні чинники, що впливають на процеси руху і взаємодії водяних крапель та повітряних мас. Змінюючи параметри цих процесів та порівнюючи отримані результати з аналогічними результатами теоретичної моделі, можна зробити висновки щодо відносного впливу цих параметрів та щодо ступеня адекватності теоретичної моделі.

Метою роботи є дослідження процесу екранування конвективного теплового потоку, зумовленого рухом повітряних

мас, з використанням двох методів: математичного моделювання за методикою, представленою в роботах [1, 2]; комп'ютерного моделювання за допомогою програмного комплексу FlowVision. Отримані результати необхідно порівняти й зробити висновок щодо можливості використання отриманих в [1, 2] математичних співвідношень для практичних розрахунків.

Аналіз останніх досліджень. Розглянемо процес теплообміну нагрітого до температури T_1 повітряного потоку і спрямованого перпендикулярно до нього потоку холодних дрібних крапель води (водяна завіса) з початковою температурою T_0 (рис. 1). Швидкості повітря і крапель позначимо, відповідно, $v_{п}$ і $v_{к}$. Початкова швидкість крапель дорівнює v_0 .

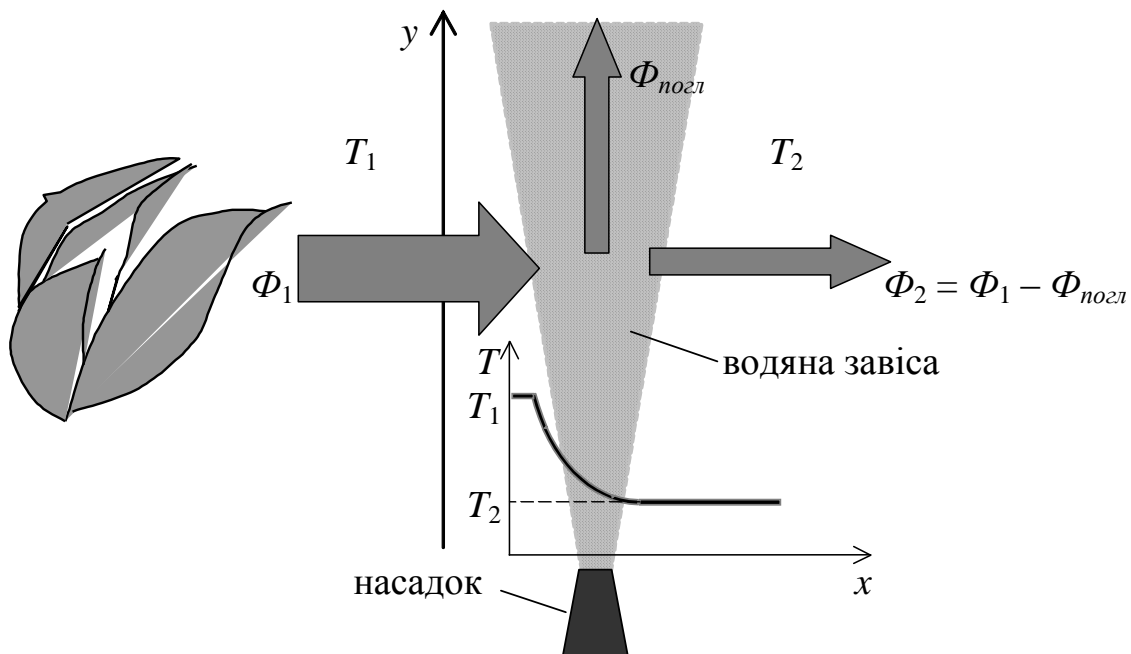


Рис. 1. Схема водяної завіси

Екранування водяною завісою конвективного теплового потоку, що переноситься повітрям, здійснюється внаслідок конвективного теплообміну нагрітого повітря з рухомими краплями води у завісі, в результаті якого вода нагрівається, поглинає і виносить теплову енергію в напрямку її руху, а повітря охолоджується.

Математична модель, представлена в роботах [1, 2], дозволила отримати вираз для температурного поля повітря у процесі його проходження через водяну завісу:

$$T = T_0 + (T_1 - T_0) \cdot e^{-\frac{x}{\delta_x} - \frac{y}{\delta_y}}, \quad (1)$$

де x – координата в напрямку руху повітря, y – координата вздовж напрямку руху крапель (рис. 1). В (1) використані позначення:

$$\delta_x = \frac{c_n \rho_n \nu_n}{\pi d^2 n \alpha}, \quad (2)$$

$$\delta_y = \frac{c_w \rho_w \nu_w d}{6 \alpha}, \quad (3)$$

де c_w – питома теплоємність води, c_n – питома теплоємність повітря, ρ_w – густина води, ρ_n – густина повітря, d – діаметр крапель, n – їх концентрація.

Коефіцієнт тепловіддачі α визначимо через число Нуссельта Nu . Згідно з літературними даними, для випадку вимушеної конвекції при обтіканні газом тіла сферичної форми критеріальне рівняння має вигляд [3]:

$$Nu = 2 + 0,6 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}, \quad (4)$$

Число Прандтля Pr для повітря при атмосферному тиску від температури майже не залежить і лежить у межах 0,67 – 0,72 [3]. Візьмемо наближене значення $Pr \approx 0,7$ та підставимо вирази для інших чисел в (4). Звідси знайдемо:

$$\alpha = \left[2 + 0,53 \cdot \left(\frac{\nu_w \cdot d}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \cdot \frac{\lambda}{d}, \quad (5)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності повітря, ν – кінематична в'язкість повітря.

Концентрацію крапель n можна розрахувати, якщо відомі масові витрати води M , діаметр та швидкість руху крапель, а також площа перерізу завіси $S = l \cdot h$ (l – товщина завіси, h – її висота):

$$n = \frac{6 \cdot M}{\pi \cdot \rho_w \cdot d^3 \cdot l \cdot h \cdot \nu_w}. \quad (6)$$

Оскільки швидкість крапель суттєво залежить від просторових координат внаслідок їх гальмування повітряним середовищем, це необхідно врахувати під час обчислень. Для виконання поставленої в роботі задачі достатньо розглянути даний процес у плоскій геометрії, не враховуючи дію гравітаційних сил. В цьому випадку не буде викривлення траєкторій крапель у вертикальній площині, а

тому вони будуть залежати лише від зазначених вище координат x та y .

Для визначення залежності швидкості крапель v_k від координати y використаємо наближення сталого аеродинамічного коефіцієнта (див., наприклад, [4]). За відсутності гравітації рівняння руху краплі масою m :

$$m \cdot \frac{dv_k}{dt} = -R,$$

де сила опору повітря:

$$R = \frac{1}{2} \cdot C \cdot \rho_n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v_k^2.$$

Аеродинамічний коефіцієнт для кулі $C = 0,5$.

Після розв'язання рівняння руху, перейшовши від залежності від часу до залежності від координати, знайдемо для поточної швидкості краплі з координатою y :

$$v_k = v_0 \cdot e^{-\frac{3}{8} \frac{\rho_n}{\rho_s} \cdot \frac{y}{d}}. \quad (7)$$

Використовуючи представлені вище формули, були виконані чисельні розрахунки за допомогою пакету MathCAD для таких початкових умов теплового екранування:

$$T_1 = 200^\circ\text{C}; T_0 = 20^\circ\text{C}; v_n = 1 \text{ м/с}; v_0 = 20 \text{ м/с}.$$

Інші параметри (d , M) змінювалися з метою відстеження їх впливу на характеристики процесу екранування. Крім того, розрахунки виконувалися для різних значень координати y (відстань від джерела водяної завіси – розпилювального насадку на пожежний ствол) з метою визначення відповідної залежності.

Були виконані серії обчислень для таких значень даних величин (табл. 1).

Таблиця 1

Сполучення значень параметрів моделі

M , кг/с	0,1	0,5	1
d , мм	0,5	1	1,5
y , м	0,5	2	4

В MathCAD були побудовані графіки розподілів температур вздовж осі x для всіх можливих комбінацій вказаних у табл. 1 параметрів. Приклад такого графіка наведений на рис. 2 .

Найбільш важливим параметром, що характеризує ефективність екранування конвективного теплового потоку, є значення температури повітря T_2 після його проходження через водяну завісу (див. рис. 1). Його можна визначити за розрахованими графіками. Але значно зручніше величину T_2 можна розраховувати за формулою (1), якщо в ній задати $x = l$. Для розрахунків у даній роботі було прийнято $l = 0,4$ м. Результати розрахунків температури T_2 за даною методикою наведені в таблиці 2.

Моделювання у FlowVision. Виходячи з умови, що розглядається 2-вимірний завіс, розрахункова область для

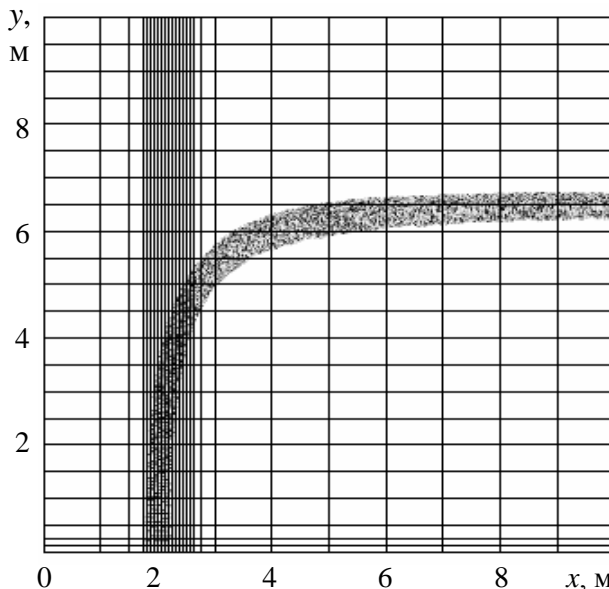


Рис. 3. Розрахункова сітка і траєкторії крапель для $M = 1$ кг/с; $d = 1$ мм.
Розрахунок у FlowVision.

права грань – для його виводу. Розрахункова сітка, що містить близько 2,5 тис. комірок, була створена з локальним подрібненням в зоні завіси, особливо дрібним в зоні отвору для вводу крапель.

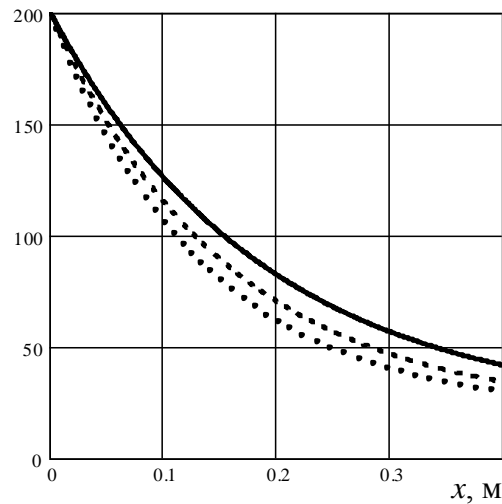
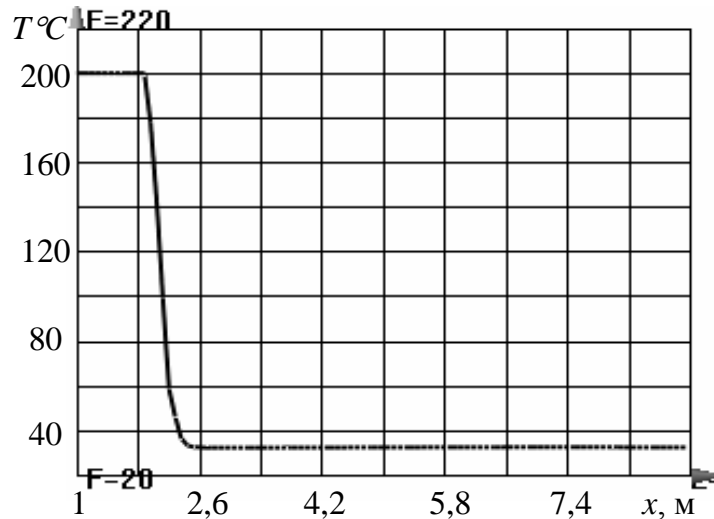


Рис. 2. Розподіли температури повітря всередині завіси для $M = 1$ кг/с; $d = 1$ мм.
Суцільна лінія – $y = 0,5$ м, пунктир – $y = 2$ м, крапки – $y = 4$ м.

FlowVision була визначена у вигляді плоского горизонтально розташованого паралелепіпеда розмірами $10 \times 10 \times 0,1$ м³. На фронтальній вертикальній грані паралелепіпеда розміром $10 \times 0,1$ м² розташований отвір прямокутної форми розмірами $0,4 \times 0,1$ м² для вводу потоку крапель. Вектор початкової швидкості крапель спрямований під кутом 90° до площини отвору. Ліва грань паралелепіпеда розміром $10 \times 0,1$ м² призначена для вводу гарячого повітря,



*Рис.4. Розподіл температури при
 $M = 1$ кг/с; $d = 1$ мм; $y = 4$ м
(розрахунок у FlowVision)*

Граничні умови для потоку крапель та для повітря задавалися відповідно до визначених вище для математичного моделювання. Для кожного набору параметрів водяної завіси, представлених в табл. 1, був виконаний відповідний розрахунок методом комп'ютерного моделювання в середовищі FlowVision. Приклади розрахунків представлені на рис. 3 і 4.

На рис. 3 – розрахункова сітка і результат розрахунку траєкторій крапель водяної завіси для параметрів: $M = 1$ кг/с; $d = 1$ мм (вид зверху).

На рис. 4 – результат розрахунку температурного поля в розрахунковій області для зазначених параметрів при $y = 4$ м.

Для порівняння результатів, отриманих методами математичного і комп'ютерного моделювання, була складена таблиця значень температури повітря після його проходження через водяну завісу (температура T_2 на рис. 1) для відповідних параметрів M , d , y (табл. 2).

Аналіз отриманих даних дозволяє зробити висновок, що обидва методи дають подібні результати розрахунків процесів екранування конвективного теплового потоку. Незважаючи на певну відмінність чисельних результатів, вони показують подібні тенденції і залежності від ряду параметрів водяної завіси. Різниця чисельних значень складає від одиниць до 30°C , що в більшості випадків можна вважати прийнятним для практичних розрахунків для потреб пожежної охорони.

Таблиця 2
Порівняння результатів математичного моделювання
двома способами

M , кг/с	d , мм	y , м	T_2 , °C	
			Мат. модель	FlowVision
0,1	0,5	0,5	113	128
		2	107	86
	1	0,5	166	175
		2	159	167
		4	154	155
	1,5	0,5	181	186
		2	178	183
		4	175	180
	0,5	0,5	0,5	27
2			25	34
1		0,5	82	111
		2	70	89
		4	62	65
1,5		0,5	123	143
		2	115	134
		4	105	124
1		0,5	0,5	20,2
	2		20,1	27
	1	0,5	42	53
		2	34	44
		4	30	33
	1,5	0,5	79	106
		2	70	90
		4	60	78

Висновки. В роботі виконаний порівняльний аналіз процесу теплового екранування водяною завісою методами математичного моделювання та моделювання за допомогою програмного комплексу FlowVision. На його основі зроблений висновок щодо достатньої близькості результатів, отриманих двома методами. Розроблені в математичній моделі розрахункові формули можуть бути запропоновані для практичних потреб пожежної охорони при виконанні розрахунків щодо використання водяних завіс у зоні пожежі.

Наступним етапом даної роботи повинні бути теоретичні дослідження, спрямовані на вдосконалення математичної моделі з метою її наближення до реальних параметрів. Із цією метою необхідно врахувати, наприклад, розподіли крапель водяної завіси

по діаметрах та по початкових швидкостях руху. Крім того, необхідно виконати експериментальні дослідження, що дають змогу відтворити визначені вище параметри водяної завіси і виконати вимірювання температурних полів.

Література

1. *Виноградов А.Г.* Екранування конвективних теплових потоків водяними завісами / *А.Г. Виноградов* // Вісник Сумського державного університету, серія „Технічні науки (машинобудування)”. – 2003. – №12(58). – С. 19–23.
2. *Виноградов А.Г.* Конвективний теплообмін розпиленої води з повітрям / *А.Г. Виноградов* // Пожежна безпека: теорія і практика: Збірник наукових праць. – Черкаси: АПБ ім. Героїв Чорнобиля, 2008. – № 1. – С. 26–32.
3. *Луканин В.Н.* Теплотехника / *В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер и др.* – М.: Высш. школа, 1999. – 671 с.
4. *Виноградов А.Г.* Розрахунок векторного поля швидкостей крапель водяної завіси / *А.Г. Виноградов* // Вісник Кременчуцького держ. політех. університету. – 2008. – №2 (49). – Ч. 2 – С. 42–44.

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ ВОДЯНЫХ ЗАВЕС С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА FLOWVISION

Виноградов А.Г.

Аннотация – выполнены расчеты температурного поля конвективного воздушного потока в зоне пожара при его экранировании водяной завесой. Применение двух методов расчета (математическое моделирование и программный комплекс FlowVision) позволило выполнить сравнение полученных результатов и сделать выводы об их взаимном соответствии.

WATER-SCREEN BEHAVIOR RESEARCH BY MEANS OF THE FLOWVISION SOFTWARE

A. Vinogradov

Summary

Calculations of a temperature field of the convective air stream in a fire zone are executed at its shielding by an aquatic curtain. Application of two methods of calculation (mathematical modeling and FlowVision software) has allowed to execute comparison of the results and to draw conclusions on their mutual conformity.

УДК 004:338.48

АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ВИКОРИСТАННЯ CRM-СИСТЕМ У ТУРИСТИЧНОМУ БІЗНЕСІ

Домашенко С.В., к.ф.-м.н.,

Морозов Д.М., к.т.н.

Запорізький національний технічний університет

Тел. (061) 76-98-504

Анотація – у статті розглянуто аспекти використання CRM-систем для вирішення задач управління, обліку та планування діяльності підприємств туристичної індустрії.

Ключові слова – CRM-технологія, система управління, туристичний бізнес.

Постановка проблеми. Вже ні для кого не секрет, що рік за роком туристичний ринок стрімко розвивається не тільки в офлайн, але й в Інтернет-середовищі. Зростаюча конкуренція серед туристичних агентств змушує їх постійно шукати й впроваджувати все нові й нові інструменти для підвищення оперативності роботи співробітників, залучення все нових і нових клієнтів, обліку й контролю діяльності, і, як результат, бажання одержати максимальну віддачу від використовуваних систем.

Вимоги сучасного клієнта до асортименту і якості послуг ускладнюються, з'являється все більше індивідуальних запитів. У зв'язку з цим менеджерам необхідний інструмент, щоб швидко запропонувати комплексну, складну пропозицію за конкурентоспроможною ціною. Для цього весь набір сервісів повинен бути структурований, а процеси ціноутворення зрозумілими, прозорими з урахуванням категорії клієнтів.

Ще одна гостра потреба туристичних агентств - формування лояльності клієнта стосовно компанії, а не до конкретного менеджера. Досягши цієї мети, компанії знімуть проблему «відходу» клієнтів разом з менеджером. Таким чином, туристичні агентства зможуть підсилити своє положення на ринку й збільшити прозорість діяльності співробітників.

Оператори туристичного ринку щоденно взаємодіють з великою кількістю партнерів: авіакомпаніями, готелями, екскурсійними бюро, іншими туристичними агентствами. Крім того, великі оператори

мають розгалужену мережу філій. І перед туристичними агенствами постає задача зробити цю взаємодію більше ефективною і зручною для всього кола учасників.

Для сучасних процвітаючих компаній, що прагнуть поліпшити взаємини зі своєю цільовою аудиторією, девіз «Клієнт завжди правий» з кожним роком стає все більш актуальним. Саме тому увага до споживачів, ретельний збір і аналіз переваг замовників є основою успішного бізнесу. Тому грамотна стратегія керування взаєминами із клієнтами CRM (Customer relationship management) - є центральним пунктом у розвитку ділових відносин.

Суть CRM досить логічна й проста - це залучення нових клієнтів та їх розвиток, а також виявлення найбільш прибуткових клієнтів та їх втримання з метою максимізації одержуваного прибутку.

У цей час найбільший розвиток одержали так звані оперативні CRM-системи, що дозволяють одержувати максимальну інформацію про клієнта в момент спілкування з ним з метою найкращого обслуговування. Усе популярніше стають і електронні Інтернет-CRM-системи, які в основному орієнтовані на кількість клієнтів, що спілкуються з компаніями через Інтернет. Їх кількість постійно збільшується.

Мета статті. Проаналізувати можливості, що відкриває CRM -система в туристичному бізнесі.

Основна мета роботи CRM-системи - одержання найбільш повної інформації про покупця з метою найкращого обслуговування. Якщо клієнт звертається на сайт компанії й поринає досить глибоко в інформаційне дерево сайту, то ці дії розцінюються системою як такі, що заслуговують уваги. CRM-система повідомляє про цю людину менеджеру, що працює в офісі туристичної компанії. Якщо даний вхід на сайт відбувається з комп'ютера, що був раніше вже зареєстрований системою, то це повідомлення передається конкретному менеджеру компанії, що раніше вже працював із цим клієнтом. Якщо це перше відвідування клієнта, тоді інформація передається по методу оптимального вибору, тобто тому менеджеру, що найкраще розбирається в даному напрямку (країні) або продукті, яким цікавиться клієнт.

Далі клієнтові дають можливість оформити електронне замовлення, використовуючи спеціальні форми. Крім того, він може запросити в системи організацію автоматичного телефонного з'єднання з менеджером і докладно обговорити всі деталі, які його зацікавили. Якщо ж клієнт подзвонив у компанію по телефону, то система розпізнає абонента по номеру й надалі переадресує дзвінок безпосередньо тому менеджерові, що працює із цим напрямком/продуктом або із цим клієнтом, і фактично виконує функції офіс-менеджера компанії.

На рівні технологій CRM - це набір додатків, зв'язаних єдиною бізнес-логікою й інтегрованих у корпоративне інформаційне середовище компанії на основі єдиної бази даних. Спеціальне програмне забезпечення дозволяє провести автоматизацію відповідних бізнес-процесів у маркетингу, продажах і обслуговуванні. Як результат, компанія може звернутися до "потрібного" замовника в "правильний" момент часу, з найбільш ефективною пропозицією й по найбільш зручному для замовника каналу взаємодії.

Практично будь-яке програмне забезпечення CRM має відповідні модулі (маркетинг, продажі, підтримка й сервіс). Однак абсолютно універсального рішення немає. Кожний програмний продукт має свої сильні й слабкі сторони й має найкращу функціональність і ефективність звичайно в одній із цих областей. Тому компанія, у якій впроваджується CRM, повинна виділити першочергові напрямки автоматизації й почати з них, поступово добудовуючи всю систему.

Залежно від специфіки й переваг організації обробка інформації про клієнтів можлива на трьох рівнях. Оперативний здійснює реєстрацію й доступ до первинної інформації, рознесеної по подіях, компаніях, проектах, контактах, документам або іншим оперативним папкам. Аналітичний рівень структурує первинні дані й дозволяє оцінити ефективність різних інструментів роботи із клієнтами. І нарешті, колабораційний (від слова collaboration - співробітництво; спільні, погоджені дії) рівень організації забезпечує тісну взаємодію з кінцевими споживачами, клієнтами, аж до впливу клієнта на внутрішні процеси компанії. На цьому рівні підготовляються опитування з метою поліпшення якості продукту або порядку обслуговування. Система також забезпечує можливість самостійного замовлення онлайн і контролює web-сторінки, для того щоб вчасно повідомляти клієнта по e-mail або SMS про стан його замовлення, проведених транзакціях по банківському рахунку.

У цей час на ринку існує ряд великих CRM-систем, які націлені саме на рішення проблеми спілкування із клієнтами в тих випадках, коли таких клієнтів дуже багато, а кількість звернень до компанії може обчислюватися багатьма тисячами протягом дня. Однак невеликі компанії більше зацікавлені в одержанні максимально докладної й оперативної інформації про кожного клієнта, а також у наданні клієнтові додаткових послуг, що роблять спілкування з компанією особливо зручним. Це пов'язане з тим, що для них високий рівень взаємодії й уважне ставлення до клієнтів часто є основними факторами, що дозволяють компанії успішно конкурувати на ринку з великими суперниками.

Виходячи з реалій економічної ситуації і природного бажання менше витратити, все більшою популярністю починають

користуватися open source рішення - додатки з відкритим початковим кодом, більшість з яких поставляється на безкоштовній основі або по підписці (з фіксованою абонентською платою), що дозволяє істотно понизити витрати на володіння технологією.

Найбільш очевидна і значуща перевага систем з відкритим кодом – їх низька вартість, що дуже істотно для невеликих компаній з обмеженим ІТ-бюджетом. В якості переваги відкритих систем виступає незалежність від постачальника.

CRM-системи з відкритим кодом доки не отримали широкого поширення. Але деякі компанії, особливо з сектора малого і середнього бізнесу, що вже мають досвід використання яких-небудь систем з відкритими початковими кодами, цілком готові впроваджувати відкриті CRM із-за їх гнучкості і низької вартості.

Висновок. Використання CRM-системи в туристичній компанії дозволить щодня одержувати детальну інформацію про ринок, його потреби і тенденції. Це буде реальна інформація про те, які клієнти в яких її продуктах зацікавлені, що дозволить точно планувати обсяги продажу, вчасно вловити ринкові зміни, які приведуть до формування нових потреб клієнтів.

Література

1. *Гуляев В.Г.* Новые информационные технологии в туризме [Текст] / *В.Г. Гуляев.* – М.: ПРИОР, 1999. – 144 с.
2. *Родигин Л.А.* Интернет технологии в туризме [Текст]: учебник / *Л.А. Родигин.* – М.: Советский спорт, 2006. – 338 с.

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ CRM-СИСТЕМ В ТУРИСТИЧЕСКОМ БИЗНЕСЕ

Домашенко С.В., Морозов Д.М.

Аннотация – в статье рассмотрены аспекты использования CRM-систем для решения задач управления, учета и планирования деятельности предприятий туристической индустрии.

ANALYSIS OF PERSPECTIVE OF CRM SYSTEM USAGE IN THE TOURISM BUSINESS

S. Domashenko, D. Morozov

Summary

This article deals with the CRM-systems usage that concerns management, accounting procedure and planning of tourist industry organizations.

УДК 621.43

УНИФИЦИРОВАННЫЙ ПОДХОД К МАТЕМАТИЧЕСКОМУ ОПИСАНИЮ ГАЗОВЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Хмельёв Р.Н., к.т.н.

Тулский государственный университет

Тел. (+7 0872) 35-05-01

Аннотация – работа посвящена разработке унифицированного подхода к математическому описанию газовых и гидравлических систем поршневых двигателей внутреннего сгорания. В нём используется комплекс математических моделей различной размерности, применяемых с учетом характерных конструктивных особенностей этих систем и типа рабочего тела.

Ключевые слова – поршневой двигатель внутреннего сгорания, газовые и гидравлические системы, математические модели.

Постановка проблемы. Мощностные, экономические и экологические показатели поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС) в значительной степени определяются совершенством функционирования газовых и гидравлических систем (ГГС) ПДВС. К этим системам в первую очередь относятся газоздушный тракт, система топливоподачи, а также системы охлаждения и смазки. Наиболее эффективным способом исследования функционирования ГГС является использование экономичных с точки зрения затрат машинного времени математических моделей, реализующих рациональное сочетание сложности и полноты описания нестационарных термо-, гидро- и газодинамических процессов.

Анализ последних исследований. Максимально детальная (достоверная) модель функционирования ГГС не является оптимальной, поскольку требует значительных вычислительных мощностей и первоклассного программного обеспечения [1]. В такой модели функционирование ГГС ПДВС может быть описано системой законов сохранения для нестационарного трехмерного течения многокомпонентной вязкой, теплопроводной среды для газовой фазы, а также аналогичными уравнениями для жидкости, описывающими

динамику жидкой фазы, включая явления в системе топливоподачи и гидродинамику капли распыленного топлива. При этом для постановки более достоверных граничных условий на твердых стенках необходимо решать сопряженную задачу о нестационарном тепловом и напряженно деформированном состоянии в элементах ПДВС. Эта модель является фундаментальной и практически не нуждается в эмпирических данных. Все применяемые на практике модели являются в той или иной мере «огрубленными», по сравнению с указанной.

Существующие подходы к исследованию функционирования ГГС ПДВС, отличается разнообразием используемых математических моделей [1-6], от стационарных нуль-мерных и эмпирических моделей до трехмерных нестационарных. При этом отсутствует единая методология математического моделирования и исследования названного класса систем. Необходимость ее разработки обусловлена существующими проблемами рационального использования математических моделей с точки зрения решаемых задач и затрат машинного времени. Как отмечено в работе [2], на современном этапе очень важна унификация применяемых моделей для возможности их совместного применения, базируясь на CALS-технологиях, в системах автоматизированного проектирования ПДВС.

Цель статьи – разработать унифицированный подход к математическому описанию газовых и гидравлических систем ПДВС.

Результаты исследований. Процессы функционирования ГГС ПДВС могут быть достаточно адекватно описаны с помощью одних и тех же типовых математических моделей, что делает возможным разработку единой унифицированной методологии математического описания и исследования их функционирования в процессе проектирования.

Можно выделить ряд наиболее существенных общих особенностей, характерных для ГГС ПДВС:

1). Наличие в системах типовых элементов, к которым относятся трубопровод (канал), полость, цилиндр, местное сопротивление (изменение проходного сечения, изменение направления потока, газовая и гидравлическая арматура, разветвление и слияние потоков).

2) Процессы течения газа и жидкости сопровождаются сложными нестационарными термо-, гидро- и газодинамическими явлениями, и характеризуются изменением плотности и температуры рабочего тела, теплообменом и трением со стенками трубопроводов (каналов), волновыми явлениями в трубопроводах.

Для учета перечисленных выше особенностей сформулированы следующие *принципы* унификации математического описания ГГС ПДВС.

1) Использование, в качестве базовых соотношений, уравнений законов сохранения и уравнения состояния рабочего тела.

2) Использование известных зависимостей термодинамики [7] для определения теплоемкости, внутренней энергии, энтальпии, расхода рабочего тела, скорости звука, а также других параметров.

3) Возможность исследования функционирования ГГС ПДВС в нуль-мерной (по пространству), одно-, двух-, трехмерной, а также стационарной и нестационарной постановке, с выбором моделей требуемой размерности (табл. 1).

4) Использование для численного моделирования пространственных потоков метода С.К. Годунова, обеспечивающего выполнение расчетов при любых уровнях давления.

5) Использование граничных условий различных типов, реализация учета взаимодействия пространственного потока с движущейся контактной границей, а также алгоритмов объединения математических моделей с различным числом пространственных координат.

Таблица 1

Математические модели ГГС ПДВС

№ п/п	Размерность математических моделей	Характеристики и область применения математических моделей
1	Нульмерные (термодинамические)	Используются для описания процессов, термодинамических по своей природе – процессов преобразования энергии в цилиндрах и полостях. В основу моделей положены уравнения тепломеханики: законы сохранения энергии, массы газа или жидкости в полости, законы движения твердых звеньев и уравнение состояния.
2	Одномерные	Используются для расчета течения в прямолинейных или незначительно искривленных участках трубопроводов и каналов. В основу моделей положены дифференциальные уравнения неразрывности, количества движения, энергии (с учетом трения и теплообмена потока со стенками каналов), уравнение состояния, а также уравнения, описывающие течение потока через местные сопротивления.
3	Двух- и трехмерные	Двухмерные модели используются для исследования осесимметричных течений и разветвлений трубопроводов и каналов. Трехмерные модели используются для определения детальной структуры течения в ГГС. В основу моделей положены дифференциальные уравнения неразрывности, количества движения, энергии (в форме Эйлера или Навье-Стокса) и уравнение состояния.

Для математического описания термодинамических процессов с переменной массой в полостях и цилиндрах используется нуль-мерная модель, которая включает уравнения для скорости изменения удельного объема и температуры рабочего тела (законы сохранения массы и энергии) в следующем общем виде:

$$\frac{d\vartheta}{dt} = -\frac{\vartheta^2}{W} \left(\sum_{j=1}^{j=J} G_{nj} - \sum_{q=1}^{q=Q} G_{pq} - \frac{1}{\vartheta} \frac{dW}{dt} \right);$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\vartheta}{c_v W} \left\{ \sum_{j=1}^{j=J} G_{ij} \left(\dot{i}_{ij} - u + \vartheta \left(\frac{\partial u}{\partial \vartheta} \right)_T \right) - \sum_{q=1}^{q=Q} G_{pq} \left(\dot{i}_{pq} - u + \vartheta \left(\frac{\partial u}{\partial \vartheta} \right)_T \right) \right\} + \dot{Q} - \frac{dW}{dt} \left(p + \vartheta \left(\frac{\partial p}{\partial \vartheta} \right)_T \right)$$

где G_{nj} – секундный массовый приход рабочего тела по j -му каналу; G_{pq} – секундный массовый расход рабочего тела по q -му каналу; P_{nj} – удельный приход энергии рабочего тела по j -му каналу; P_{pq} – удельный расход энергии рабочего тела по q -му каналу; $P = u + p \cdot \vartheta = i$; u , i – удельная внутренняя энергия и энтальпия рабочего тела; ϑ – удельный объём рабочего тела; c_v – удельная изохорная теплоемкость; $j = 1, 2, 3, \dots, J$; $q = 1, 2, 3, \dots, Q$; W – объём, занимаемый рабочим телом; \dot{Q} – секундный приход (расход) энергии в форме теплоты.

При расчете процессов в цилиндре дополнительно используются уравнения, описывающие законы движения твердых звеньев.

Исходная система дифференциальных уравнений одномерного нестационарного потока газа или жидкости (с плотностью ρ) записывается в следующем виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_x}{\partial x} = 0;$$

$$\frac{\partial \rho v_x}{\partial t} + \frac{\partial (p + \rho v_x^2)}{\partial x} = -\frac{\lambda_{mp} \rho v_x |v_x|}{2d_2};$$

$$\frac{\partial \rho \left(u + \frac{v_x^2}{2} \right)}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_x \left(u + \frac{p}{\rho} + \frac{v_x^2}{2} \right)}{\partial x} + \frac{4\alpha_t (T - T_{\text{н0}})}{\rho d_a} = 0,$$

где λ_{mp} – коэффициент, учитывающий потери на трение при движении газа или жидкости в трубопроводе (канале); α_t –

коэффициент теплоотдачи; $T_{ст}$ – температура стенки трубы; d_2 – гидравлический диаметр трубопровода (канала); v_x – скорость рабочего тела.

Для описания течения газа или жидкости в двух- или трехмерной постановке используется система дифференциальных уравнений в форме Эйлера или Навье-Стокса.

Анализ работ по математическому моделированию газовых и гидравлических систем позволяет выделить ряд уравнений состояния, которые наиболее часто используются при проведении расчетов (табл. 2).

Таблица 2

Уравнения состояния рабочего тела

Рабочее тело	Уравнение состояния
1. Воздух, топливовоздушная смесь, отработавшие газы [1-5]	$p\vartheta = RT$
2. Дизельное топливо [8]	$\left(\frac{\rho}{\rho_{0T}}\right)^k = \frac{B+P}{B},$ <p style="text-align: center;">где</p> $B = 10^6 \cdot [104 - 0,851(T - 293) + 0,44(\rho_{20} - 825)];$ $k = 10,5 + 0,0141(T - 293);$ $\rho_{0T} = \rho_{20} - (1,8 - 0,0013\rho_{20})(T - 293).$
3. Бензин [8]	$\left(\frac{\rho}{\rho_{0T}}\right)^k = \frac{B+P}{B},$ <p style="text-align: center;">где $B = 10^6 \cdot [127,33 - 353 \cdot 10^{-9} p],$</p> $k = 7,2503 + 25,9 \cdot 10^{-9} p.$
4. Моторное масло [7]	$p = \frac{B_0(T)}{\vartheta^n} + \frac{B_1(T)}{\vartheta^{2+n}},$ <p style="text-align: center;">где $n = 2; B_0(T) = x_1 + x_2T + x_3T^2 + x_4T^3;$</p> $B_1(T) = x_5 + x_6T + x_7T^2.$

Конкретное уравнение состояния позволяет получить зависимости для основных термодинамических функций и характеристик рабочего тела: теплоемкости, расхода рабочего тела,

внутренней энергии, производной $\left(\frac{\partial u}{\partial \vartheta}\right)_T$, энтальпии, скорости звука, показателя адиабаты, прихода (расхода) энергии в форме теплоты.

Основной особенностью рассматриваемого унифицированного подхода является возможность реализации рационального сочетания сложности и полноты описания нестационарных термо-, гидро- и газодинамических процессов. Это позволяет при сохранении необходимой точности проводимых исследований существенно сократить затраты машинного времени, связанные с расчетом ГГС. Таким образом, разработанное математическое и программное обеспечение включает комплекс математических моделей различной размерности (сложности), применяемых учетом характерных конструктивных особенностей ГГС ПДВС и типа рабочего тела.

В качестве примера, иллюстрирующего возможности предложенного унифицированного подхода, на рис. 2 и 3 приведены результаты двух тестовых расчетов: течения воздуха и дизельного топлива в трубе между двумя полостями постоянного объема (рис. 1), в каждой из которых рабочее тело в начальный момент времени имеет определенные значения параметров. Расчеты проводились при помощи двумерной модели (сквозной расчет), и комбинации нуль-мерной (для полостей) и одномерной (для трубы) моделей. По одномерной модели трубы определялся расход (приход) рабочего тела для нуль-мерных моделей. По нуль-мерным моделям полостей определялись параметры состояния, которые использовались для вычисления граничных условий модели трубы.

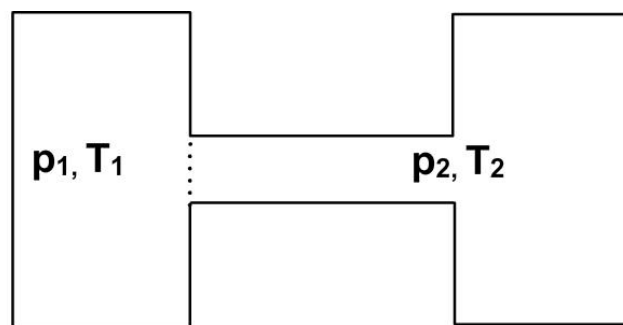


Рис. 1. Расчетная схема

При проведении расчетов были приняты следующие исходные данные: объемы полостей: $W_1 = W_2 = 4,09 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; длина трубы $l = 0,3 \text{ м}$; диаметр трубы $d = 0,02 \text{ м}$; коэффициенты расхода $\mu_1 = \mu_2 =$

0,8. Для воздуха $p_1 = 1,5 \cdot 10^5$ Па; $T_1 = 293$ К; $p_2 = 1,0 \cdot 10^5$ Па; $T_2 = 293$ К; для дизельного топлива $p_1 = 2,35 \cdot 10^7$ Па; $T_1 = 293$ К; $p_2 = 3,0 \cdot 10^5$ Па; $T_2 = 293$ К.

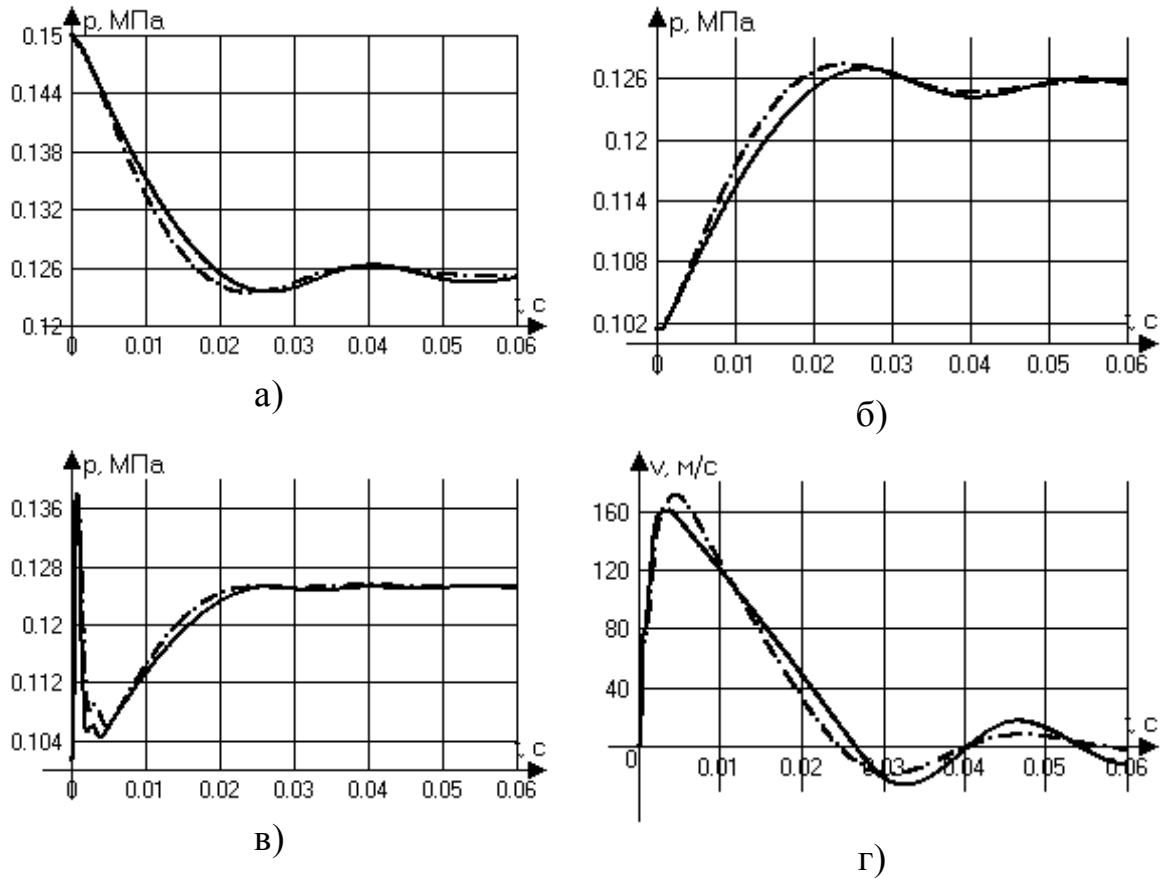


Рис. 2. Результаты тестовых расчетов течения воздуха по нульмерно-одномерной (—) и двумерной (- · - · -) моделям: а) давление в левой полости; б) давление в правой полости; в) давление в центре трубы; г) скорость в центре трубы

Проведенные расчеты позволяют сделать вывод о возможности существенного сокращения затрат машинного времени за счет рационального использования математических моделей различной размерности. Так, например, в приведенных тестовых расчетах течения дизельного топлива затраты машинного времени отличаются в 50 раз.

Выводы. Предложенный унифицированный подход в настоящее время используется при исследовании функционирования газоздушного тракта и системы топливоподачи дизельного двигателя ТМЗ-450Д. При расчете газоздушного тракта ПДВС используется комбинация одномерных (впускной и выпускной трубопроводы) и трехмерных (впускной, выпускной каналы и

цилиндр) математических моделей [9]. При расчете системы топливоподачи дизельного двигателя применяется комбинация нуль-мерных (полости ТНВД, штуцера и форсунки) и одномерной (трубопровод) математических моделей [10], разработанных в соответствии с изложенными выше принципами.

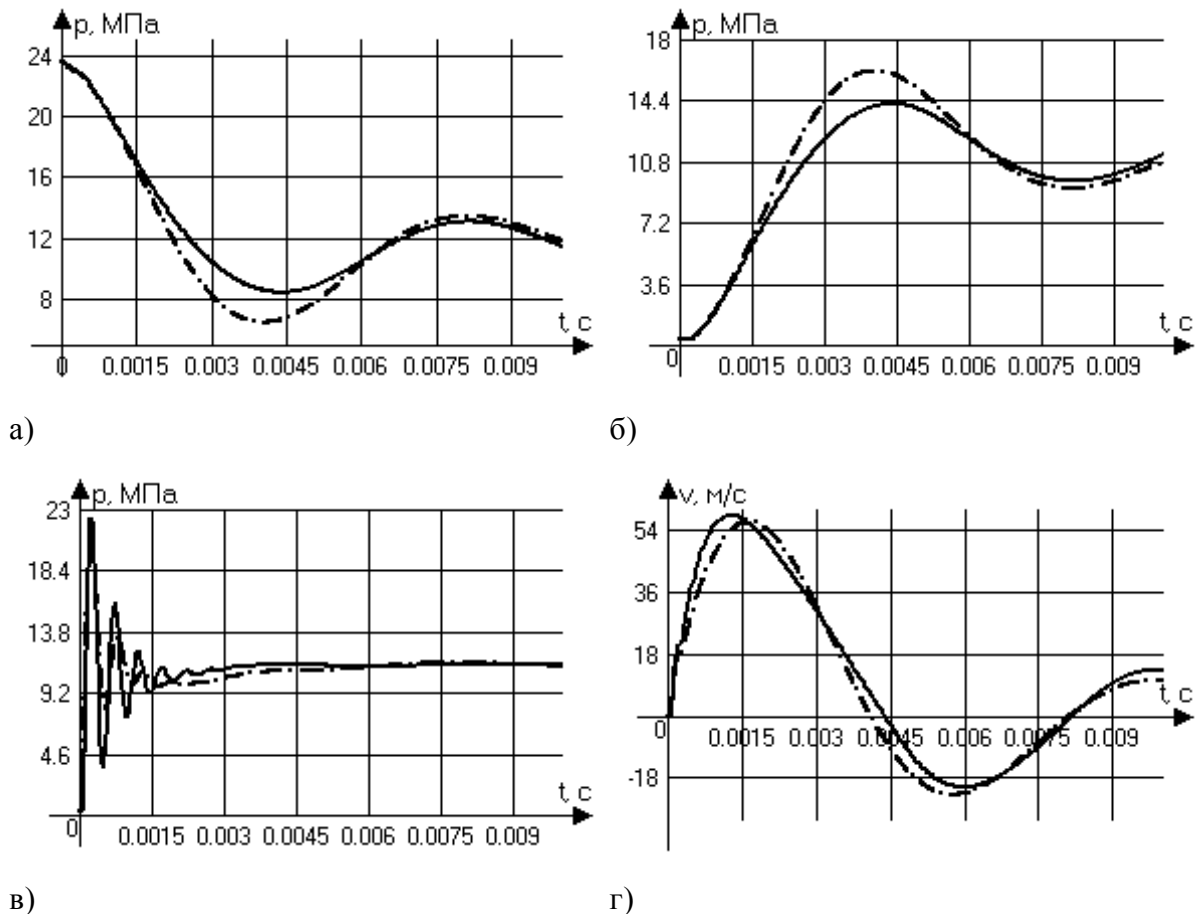


Рис. 3. Результаты тестовых расчетов течения дизельного топлива по нульмерно-одномерной (—) и двумерной (- · - · -) моделям: а) давление в левой полости; б) давление в правой полости; в) давление в центре трубы; г) скорость в центре трубы

Разработанное математическое и программное обеспечение может использоваться для исследования и совершенствования газовых и гидравлических систем ПДВС на стадии проектирования и доводки двигателя.

Литература

1. Черноусов А.А. Рациональные термогазодинамические модели для перспективной системы инженерного анализа процессов в объектах машиностроения / А.А. Черноусов // Сборник научных

- трудов по м–лам Международной конференции «Двигатель-2007», посвящ. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана / [Под ред. Н.А. Иващенко и др.]. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – С. 101–105.
2. *Луканин В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн: учебник для вузов / *В.Н. Луканин* и др.; [под ред. *В.Н. Луканина* и *М.Г. Шатрова*]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – 414 с.
 3. *Гришин Ю.А.* Газодинамическое совершенствование проточной части ДВС : Дисс... д-ра техн. наук / *Ю.А. Гришин*. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 435 с.
 4. *Яманин А.И.* Компьютерно-информационные технологии в двигателестроении : Учебное пособие / *А.И. Яманин* и др. - М.: Машиностроение, 2005. – 480 с.
 5. *Еникеев Р.Д.* Повышение эффективных и экологических показателей ДВС газодинамическими методами : Автореф. дисс... докт. техн. наук / *Р.Д. Еникеев*. – Уфа, УГАТУ, 2009. – 34 с.
 6. *Астахов И.В.* Топливные системы и экономичность дизелей / *И.В. Астахов* и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
 7. *Подчуфаров Ю.Б.* Математические модели автоматических систем. Гидромеханические системы : Учебное пособие / *Ю.Б. Подчуфаров* и др. – Тула: ТулПИ, 1987. – 96 с.
 8. *Грехов Л.В.* Использование линеаризованного распада разрыва для расчета топливоподачи в дизелях / *Л.В. Грехов* // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвузовский сборник научных трудов. Вып. XVI. – М.: МАМИ, 1999. – С. 81–85.
 9. *Малиованов М.В.* Разработка комплекса математических моделей для описания газодинамических процессов в ДВС / *М.В. Малиованов, Р.Н. Хмелёв* // Двигатели внутреннего сгорания : Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – №1(4). – С. 43–45.
 10. *Базаева Н.С.* Математическое описание изменение состояния дизельного топлива в полостях систем топливоподачи высокого давления / *Н.С. Базаева* и др. // Сборник научных трудов по м–лам Международной конференции «Двигатель-2007», посвящ. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана / [Под ред. Н.А. Иващенко и др.] – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 257–260.

**УНІФІКОВАНИЙ ПІДХІД ДО МАТЕМАТИЧНОГО ОПИСУ
ГАЗОВИХ І ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ ПОРШНЕВИХ
ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Хмельов Р.Н.

Анотація – робота присвячена розробці уніфікованого підходу до математичного опису газових і гідравлічних систем поршневих двигунів внутрішнього згоряння. У ньому використовується комплекс математичних моделей різних розмірів, що застосовуються з урахуванням характерних конструктивних особливостей цих систем і типу робочого тіла.

**UNIFIED APPROACH TO THE MATHEMATICAL
DESCRIPTION OF GAS AND HYDRAULIC SYSTEMS OF
RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

R. Khmelev

Summary

A paper is dedicated to the development of unified approach to the mathematical description of gas and hydraulic systems of reciprocating internal combustion engines. It uses the complex of mathematical models of different dimension number used with taking account of characteristic structural features of these systems and kind of the working fluid.

УДК. 631.3

ПЕРСПЕКТИВНА ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОЩУВАННЯ ГІРЧИЦІ НА ПІВДНІ УКРАЇНИ

Кольцов М.П., к.с.-г.н.,

Карташов С.Г., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел/факс (0619) 42-21-32

Анотація – у роботі розглянуто практичні питання вирощування гірчиці в умовах Півдня України. Визначено ключові етапи у технології та підходи до їх реалізації в умовах сучасного господарювання.

Ключові слова – гірчиця, сівозміна, обробіток ґрунту, шар ґрунту, догляд за посівами.

Постановка проблеми. В Україні серед олійних культур здебільшого обробляють соняшник. Немає необхідності зайвий раз говорити про перенасиченість їм сівозмін – це загальновідома істина. Альтернативою культури соняшника могла б бути гірчиця біла, яка дає можливість збільшити виробництво рослинної олії без погіршення стану ґрунтів. До того ж, динаміка ринку гірчиці свідчить про підвищення попиту на неї протягом останніх років.

Аналіз останніх досліджень. Агроекологічні переваги вирощування гірчиці в Україні, її медико-біологічні властивості, висока рентабельність виробництва продукції (понад 110%) сприяють подальшому розвитку ринку збуту гірчиці, її переробки, і підвищенню прибутковості культури. Щоб збирати стабільно високі врожаї з високою економічною ефективністю, потрібно ретельно дотримуватися технології вирощування культури [1,2,3]

Ґрунтово-кліматичні умови для вирощування білої гірчиці. Гірчиця біла не вибаглива до умов навколишнього середовища, росте майже на всіх видах ґрунтів, за винятком легких піщаних. Коренева система здатна засвоювати живильні речовини з важко розчинних форм калію та фосфору, тому може рости на низько родючих ґрунтах зі слабо кислою реакцією. Культура холодостійка, насіння проростають при температурі 1...3°C, сходи у фазі розетки витримують короткочасний весняний заморозок до -7...9°C. Оптимальне вологозабезпечення, 350-400 мм за вегетаційний період.

Завдяки раннім строкам висіву гірчиці, вона найбільше ефективно використовує осінньо-зимові запаси вологи.

Місце в сівозміні. Найкращими попередниками для гірчиці білої є зернові, зернобобові й просапні культури, чистий й зайнятий пар.

Гірчиця – коштовний попередник для зернових колосових культур; рано звільняє поле. Потужна коренева система, проникаючи на глибину понад 1,5 метра, добре дренажує ґрунт, збагачує органічними речовинами; кореневі й пожнивні залишки негативно впливають на розвиток хвороб, збудники яких зберігаються в ґрунті.

Обробіток ґрунту. Існують технології обробітку ґрунту, посіву й збирання врожаю сільськогосподарських культур, що забезпечують зниження витрат дизельного палива в 5-10 разів, праці в 3-5 раз, собівартості зерна в 2-3 рази і зниження собівартості сільськогосподарської продукції в 3-5 разів.

Фермера, що працює на землю у сучасних умовах, турбує питання, як знизити витрати на виробництво продукції рослинництва в умовах постійного росту цін на енергоносії? І практичний досвід дає відповідь на такі питання: існує альтернатива традиційним витратним технологіям.

Одним із засновників нової технології є вчений І.Є. Овсинський, який ще в 1899 році опублікував результати своїх багаторічних наукових і практичних робіт ("Нова система землеробства", Київ, 1899 рік). Над цією тематикою працювали також Н. А. Тулайков, Т.С. Мальцев, А.І. Бараев і інші відомі вчені.

Виявляється, при поверхневому обробітку ґрунту на глибину 5–7 см зберігаються природні дрени, утворені, що розкладають залишками кореневої системи рослин, і каналці, утворені дощовими хробаками. Система природних дрен і каналців роблять ґрунт пухким на більшу глибину – набагато більшу чим при оранці, здатну пропускати усередину масиву ґрунту повітря й вологу. Наявність одночасно у ґрунті повітря й вологи прискорює процеси розкладання пожнивних залишків, не допускаючи підвищення кислотності, підвищує розчинність (перетворення в доступні рослинам форми) у надлишку наявних у ґрунті й необхідних для харчування рослин фосфору, калію, магнію та інших життєво необхідних хімічних елементів. Завжди наявна в повітрі волога, конденсується на границі між обробленими та неопрацьованими шарами ґрунту - випадає денна ґрунтова роса (неопрацьована частина ґрунту завжди холодніше) – відбувається атмосферна іригація. Разом з денною ґрунтовою россою, рослинам доставляється достатня для їхнього розвитку кількість азоту у вигляді розчинених у росі з'єднань.

Поверхневий обробіток ґрунту на глибину 5–7 см дозволяє знизити потребу в мінеральних добривах, одержувати сходи після посіву навіть без дощу та врожаї навіть у посуху.

Якщо ґрунт зорати, то система природних дрен і каналців руйнується, приплив повітря в масив ґрунту припиняється. Уповільнюються процеси розкладання поживних залишків, підвищується кислотність ґрунту. За неправильний обробіток ґрунту доводиться платити вапнуванням і внесенням мінеральних добрив.

Якщо ґрунт систематично орати, то при проходах тракторів, комбайнів і сільськогосподарських машин накопичується ущільнення ґрунту на досить велику глибину, розпушується тільки орний шар і в такий спосіб створюється так звана "підплужна підшва", яка не пропускає вглиб масиву ґрунту зимову вологу.

Ще один дуже важливий фактор: відмовившись від оранки, ми заощаджуємо величезну кількість дизельного палива – до 70-90% від затрачуваного на механізований обробіток ґрунту, посів, догляд за посівами й збирання кормових культур по традиційних технологіях.

Мета роботи. Провести обґрунтувати більш досконалої технології вирощування гірчиці, адаптованої до Півдня України.

За основу попередньої культури був взятий соняшник. Обробіток ґрунту виконувався лушильниками ЛДГ-5 в два проходи взаємно перпендикулярно на глибину 4–7 см зразу після збирання соняшника, у вересні. Після лушіння у жовтні та листопаді до перших морозів двічі виконано боронування поверхні ґрунту.

Передпосівний обробіток починають із настанням фізіологічної стиглості ґрунту. Він складається з першого боронування та другого за 3-4 дні до висіву насіння.

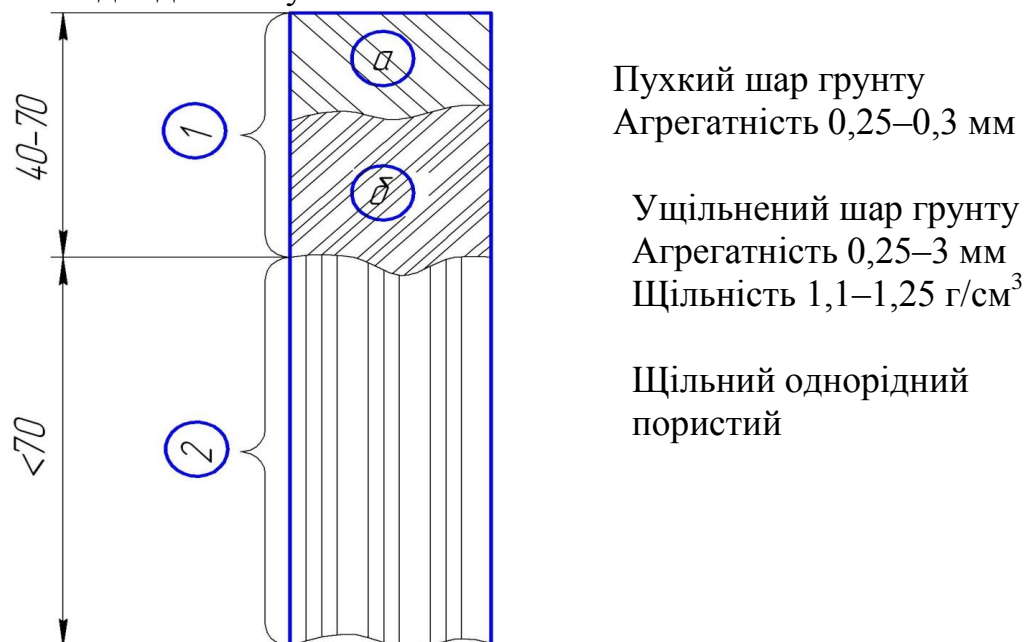


Рис.1. Структура ґрунту після обробітку

При такому обробітку вирівняний шар ґрунту 1 поділяється на сухий верхній a та нижній шар b із ґрунтовими агрегатами, розмірами 0,25–3 мм, з щільністю 1,1–1,25 г/см³, а також нижній не займаний шар ґрунту 2.

При цьому верхній шар сухий, зменшує витрати вологи на фізичне випарювання, затримує атмосферні опади, навіть невеликої інтенсивності. Ґрунт таким чином самозволожується за рахунок капілярної конденсації. Окрім того, щільний однорідний пористий шар є джерелом вологи, яка поступає по капілярам в засушливу пору року. Такий спосіб обробітку ґрунту дозволяє отримати у степовій зоні України додатково 3-6 ц/га гірчиці, знизити затрати на її виробництво до 30%.

Сорт. Для посіву на земельних паях, що розташовані у Херсонській області (Новотроїцький район, селище Подове), загальною площею 46 га, було використаний сорт гірчиці, пристосований до умов вирощування у відповідних ґрунтово-кліматичних зонах, що пройшов Державне сортовипробування. В Інституті олійних культур УААН створено високопродуктивний, конкурентоспроможний сорт гірчиці білої Талісман, який занесений до Реєстру сортів України у 2000 році. Рекомендований для вирощування в степовій, лісостеповій і поліській зонах. Його вегетаційний період триває 80-85 днів, олійність - 28,4%. Урожайність насіння - 18,0, зеленої маси – 250-300 ц/га.

Система добрив. Мінеральні добрива не вносилися.

Посів. Гірчиця біла потребує раннього терміну сівби. Найкращі умови для одержання дружних сходів - прогрівання ґрунту до 8...10°C. Цей період як звичайно збігається з посівом ранніх колосових і зернобобових культур. А ще у раннього терміну сівби є такі переваги:

а) невисокі плюсові температури та вологий верхній шар ґрунту сприяють формуванню потужної кореневої системи та листової розетки, що підвищує конкурентоспроможність культури щодо бур'янів;

б) гірчиця – рослина довгого дня, тому у випадку пізнього висіву вона швидше проходить усі фази росту та розвитку, що негативно відбивається на врожайності;

в) рання сівба сприяє зменшенню шкідливості хрестоцвітих блішок.

Найкращим способом сівби гірчиці є звичайний рядковий із шириною міжрядь 30 см. Глибина закладення насіння залежить від механічного складу ґрунту, вологості й, у середньому, становить 2–4 см. Норма висіву – 8 кг на гектар. Для сівби застосовують сівалки СЗС-3.6 в агрегаті з трактором ЮМЗ-6Л.

Сівба була виконана в перших числах квітня 2010 року.

Догляд за посівами гірчиці. Догляд за посівами гірчиці білої включає комплекс заходів, які створюють оптимальні умови для росту й розвитку рослин.

Для захисту проростків і сходів від шкідників (хрестоцвітих блішок) насіння перед висівом протруюють, використовуючи препарати Офтанол Т, 50% с.п.п. (4,0 кг/ц).

Якщо перед посівом насіння не обробляли, то при наявності хрестоцвітих блішок (більше 3 жуків на 1 м² або 1 укол у сім'ядольному листочку на 30% рослин) посіви обприскують одним з інсектицидів: Фастак, 10% к.е. (0,15 л/га).

У період «цвітіння-утворення стручків», посівам гірчиці білої може завдати шкоди попільниця, особливо, якщо рік сприятливий для її розмноження. У цьому випадку слід вчасно провести крайову обробку, використовуючи препарат Децис, 2,5% к.е. (0,3 л/га).



Рис. 2 Сходи гірчиці в період цвітіння, 22 травня 2010

Збирання й післязбиральне обробка насіння гірчиці. Збирання гірчиці розпочалось 20 липня 2010 року. Збирання виконувалося прямим комбайнуванням при вологості насіння 12–15 % з робочою швидкістю 5–6 км/год, а площі 46 га, середня врожайність становила 12 ц/га.

Важливий етап у вирощуванні гірчиці білої – строки та спосіб збирання врожаю. Культуру можна забирати як прямим комбайнуванням, так і роздільно. Пряме комбайнування проводять на чистих від бур'янів посівах при вологості насіння 12–15%. Робоча швидкість комбайна 5–6 км/год.

Висновки. Обґрунтована технологія вирощування гірчиці на Півдні України, що включає поверхневу обробку ґрунту дозволяє знизити витрати на виробництво до 30%.

Література

1. *Архипенко Ф. М.* Гірчиця, як олійна та кормова культура / *Ф. М. Архипенко, М. В. Войтовик, О. Л. Оксонець, О. Г. Любич* // Зб. наук. праць Інституту землеробства УААН. – К.: Нора-прінт, 2000. – Вип. 1. – С. 48–51.
2. Рекомендації з вирощування ріпаку ярого та гірчиці білої (науково-методичне видання) / [*В. Ф. Сайко, В. Ф. Камінський, П. С. Вишнівський та ін.*] – К. : Колоб'їг, 2005. – 36 с.

ПЕРСПЕКТИВНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ВЫРАЩИВАНИЯ ГОРЧИЦЫ НА ЮГЕ УКРАИНЫ

Кольцов М.П., Карташов С.Г.

Аннотация – в работе рассмотрены практические вопросы выращивания горчицы в условиях Юга Украины. Определены ключевые этапы в технологии и подходы к их реализации в условиях современного хозяйствования.

PERSPECTIVE TECHNOLOGY OF THE CULTIVATION OF MUSTARD IN THE SOUTHERN UKRAINE

N. Koltsov, S. Kartashov

Summary

Practical questions of the cultivation of mustard in conditions of the South of Ukraine are considered in the article Key stages in the technology and approaches to their realization in conditions of modern business are determined.

УДК 621.22

УДОСКОНАЛЕННЯ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ РІДИНИ В ТРУБОПРОВОДІ

Гречка І.П., к.т.н.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Тел. (057) 707–61–28,

Свинаренко М.С., інж.

Харківський державний технічний університет будівництва та архітектури

Тел. (057) 700–02–46

Анотація – в роботі описано розроблений гідравлічний гаситель пульсацій тиску рідини в трубопроводі, який дозволяє забезпечити високий коефіцієнт гасіння пульсацій тиску у широкому діапазоні зміни витрати і тиску в гідравлічній системі та автоматичне підстроювання до їх зміни.

Ключові слова – гідравлічний гаситель, пульсації тиску, коефіцієнт гасіння, частота пульсацій.

Постановка проблеми. Використання гідравлічних гасителів пульсацій тиску в сучасних об'ємних гідроагрегатах дозволяє зменшити шум та вібрацію, що виникають при їх роботі, значення яких регламентовано відповідними Держстандартами, покращити умови праці та підвищити надійність. При розробці таких гасителів виникає науково-технічна задача – підвищення коефіцієнтів гасіння пульсацій тиску, забезпечення автоматичного підстроювання до змінних в часі параметрів гідравлічної системи у широкому діапазоні їх зміни та зменшення габаритів. Вирішення цієї задачі дозволить підвищити показники технічного рівня та конкурентоспроможність об'ємних гідроагрегатів.

Аналіз останніх досліджень. Відомий гідравлічний демпфер [1], що містить корпус із центральною трубкою й дроселюючий елемент, у якому для підвищення ефективності гасіння коливань рідини й зменшення габаритів демпфера, у корпусі паралельно центральній трубці, з дроселюючим елементом, вмонтовані пружні елементи, у кожному з яких встановлена непроникна перегородка.

Недоліком цього гідравлічного демпфера є те, що гасяться тільки високочастотні пульсації, а також нема автоматичного підстроювання до змін пульсацій рідини, крім того, цей пристрій має складну конструкцію, великі габарити. Відомий також гаситель коливачь рідини [2], що містить корпус, внутрішній об'єм якого розділений непроникною стінкою на дві камери, що сполучаються між собою через циліндричну трубу, в якій з метою зниження граничної частоти гасіння пульсацій рідини, при одночасному збереженні габаритів і ваги гасителя, розділова непроникна стінка між його камерами виконана пружною.

До недоліків цього пристрою відноситься вузький діапазон частот коливачь рідини, що гасяться, тому що пружний елемент із постійною жорсткістю (сильфон) не забезпечує автоматичного підстроювання своєї амплітуди коливачь до змін тиску в гідравлічній системі, що змінюється при зміні навантаження та спрацювання гідравлічної апаратури та виконавчих механізмів, крім того, він має великі габарити та складну конструкцію.

Є також відомий гаситель пульсацій тиску рідини, типу паралельного резонансного контуру [3], що містить центральну трубу, що розміщена в корпусі, перегородку, встановлену перпендикулярно осі центральної труби, яка розділяє корпус та центральну трубу на частини, проточні камери, які утворені центральною трубою та перегородкою, отвори, які виконані в центральній трубі та сполучають центральну трубу з проточними камерами, пружні блоки, які встановлені в центральній трубі по обидві сторони перегородки, в яких пружні блоки виконано у вигляді підпружинених поршнів.

Особливістю даного гасителя є виконання пружних блоків у вигляді поршнів, закріплених на пружинах, які гасять пульсації тиску у високому діапазоні частот. У процесі роботи такого гасителя може виникнути перекошення поршнів, викликане несиметричною дією сил з боку пружини, що, у свою чергу, викликає збільшення сили тертя. Це знижує чутливість системи до змін пульсацій рідини, а в окремих випадках може призвести до заклинювання поршню. Крім того, наявність навіть малих радіальних зазорів між центральною трубою та поршнем, закріпленим на пружині, призведе до того, що камера за поршнем буде заповнена рідиною, жорсткість якої в декілька разів перевищує жорсткість пружини, що ставить взагалі під сумнів працездатність такої конструкції.

Найбільш близьким за технічною сутністю до розробленого нами гасителя пульсацій рідини в трубопроводі є гаситель, що містить вхідний та вихідний парубки, центральну трубу, що

розміщена в корпусі, перегородку, встановлену перпендикулярно осі центральної труби, яка розділяє корпус та центральну трубу на частини, проточні камери, які утворені корпусом, центральною трубою та перегородкою, отвори, які виконані в центральній трубі та сполучають центральну трубу з проточними камерами, утвореними центральною трубою та корпусом, внутрішні патрубки, які з'єднують між собою проточні камери, утворені центральною трубою, корпусом та перегородкою, пружні блоки, виконані у вигляді сільфонів або розміщених один в одному двох (трьох) сільфонів, і які встановлені в центральній трубі по обидві сторони перегородки [4].

Особливістю даного гасителя є виконання пружних елементів у вигляді сільфонів або розміщених один в одному двох (трьох) сільфонів, або розміщеної у сільфоні пружини.

Недоліком даного гасителя є нездатність забезпечити високий коефіцієнт гасіння пульсацій тиску у широкому діапазоні зміни витрати і тиску в гідравлічній системі, підстроювання до їх зміни та великі габарити. Це обумовлено тим, що підстроювання до зміни витрати і тиску в гідравлічній системі в цьому гасителі відбувається тільки за рахунок зміни об'єму проточних камер, які утворені центральною трубою та перегородкою, що позначається на його габаритах.

Проведений нами аналіз літературних джерел виявив, що на сьогодні відсутній гаситель пульсацій тиску, який забезпечує автоматичне підстроювання до змінних в часі параметрів гідравлічної системи у широкому діапазоні та має малі габарити.

Мета статті. Метою статті є створення гасителя пульсацій тиску, який забезпечує високий коефіцієнт гасіння пульсацій тиску у широкому діапазоні зміни витрати і тиску в гідравлічній системі, автоматичне підстроювання до їх зміни та має менші габарити.

Удосконалений гаситель пульсацій тиску рідини в трубопроводі. Аналіз схемних рішень та виявлені особливості робочого процесу гасителя пульсацій тиску дозволили розробити його перспективну схему, яка базується на сучасній концепції їх побудови (рис. 1) [5].

Така конструкція гасителя, на відміну від відомих, дозволяє змінювати гідравлічні опори між проточними камерами, утвореними центральною трубою та корпусом, величина якого залежить від середнього значення та пульсацій тиску, внутрішнього діаметра кілець, зовнішнього діаметра та жорсткості сільфона та відстанню між кільцями та першими гофрами сільфонів. Це дозволяє розширити діапазон автоматичного підстроювання гасителя до зміни витрати і тиску в гідравлічній системі,

забезпечити високий коефіцієнт гасіння пульсацій тиску та зменшити його габарити.

Гаситель пульсацій тиску рідини працює наступним чином. Після насоса робоча рідина з частотою пульсацій тиску, кратній частоті обертання приводного електродвигуна, помноженій на кількість робочих органів насоса, подається у вхідний патрубок 3 гасителя пульсацій тиску і далі в камеру 2. В проточній камері 2 частина акустичної енергії від насоса накопичується і потім ця ж частка енергії повертається назад до насоса, завдяки чому відбувається часткове гасіння пульсацій тиску рідини.

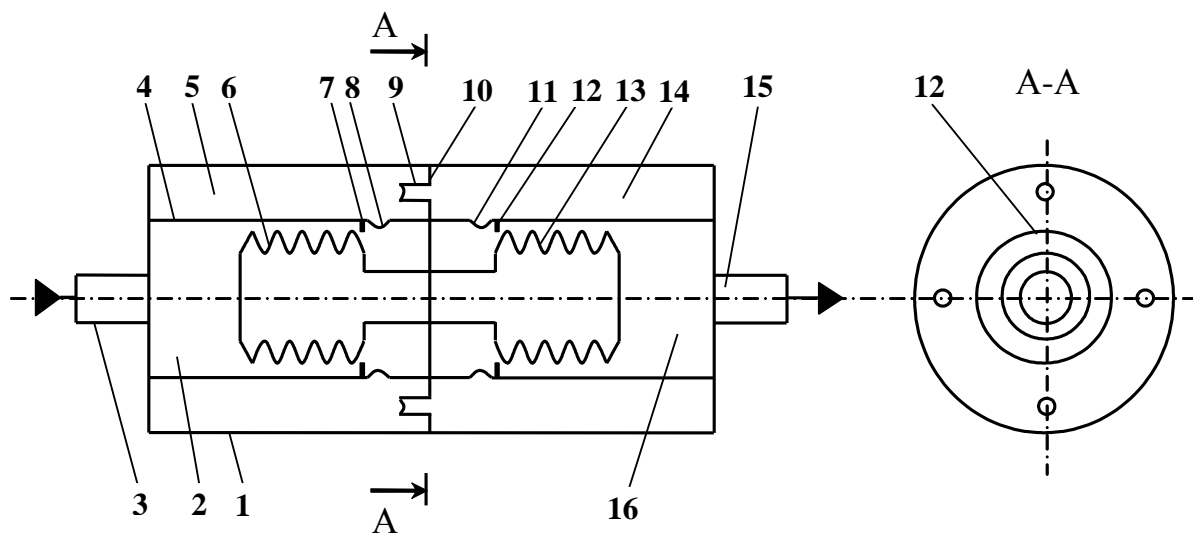


Рис. 1. Принципова схема гасителя пульсацій тиску рідини в трубопроводі:

1 – корпус; 2, 5, 14, 16 – проточні камери; 3 – вхідний патрубок; 4 – центральна труба; 6 і 13 – сильфони; 7 і 12 – кільця; 8 і 11 – отвори; 9 – внутрішні патрубки; 10 – перегородка; 15 – вихідний патрубок

З камери 2 робоча рідина проходить через регульований опір – кільцеву щілину між першим гофром сильфона 6 та кільцем 7, величина якого змінюється разом зі зміною тиску в центральній трубі 4, отвори 8 та надходить в проточну камеру 5, утворену центральною трубою 4 і корпусом 1. При проходженні робочої рідини через регульований опір відбувається часткове гасіння пульсацій тиску та підстроювання параметрів гасителя до зміни витрати і тиску в гідравлічній системі. В проточній камері 8 частина акустичної енергії знову накопичується і потім повертається назад до камери 5, відбувається часткове гасіння пульсацій тиску рідини.

При проходженні рідини крізь короткі внутрішні патрубки 9, знову відбувається часткове гасіння пульсацій тиску, тепер за рахунок інерційного опору каналів патрубків 9. З каналів патрубків 9 робоча рідина потрапляє в проточну камеру 14, в якій знову відбувається часткове гасіння пульсацій тиску, аналогічно як і у проточній камері 5. З проточної камери 14 робоча рідина через другий регульований опір – кільцеву щілину між першим гофром сільфона 13 та кільцем 12, потрапляє в камеру 16, в якій також відбувається часткове гасіння пульсацій тиску, аналогічно як і у проточній камері 2. З порожнини 16 робоча рідина потрапляє у вихідний патрубок 15 і далі в гідравлічну систему.

Таким чином, зменшення пульсацій тиску на виході з гасителя досягається за рахунок одночасного прояву акумулюючих властивостей проточних камер 2, 5, 14, 16 і інерційних властивостей коротких внутрішніх патрубків 10 та регульованих опорів, утворених кільцевими щілинами між першими гофрами сільфонів 6 і 13 та кільцями 7 і 12. Крім того, при пульсуючій течії рідини в проточних камерах 2 і 16 гасителя і з'єднуючих їх регульованих опорів, утворених кільцевими щілинами між першими гофрами сільфонів 6 і 13 та кільцями 7 і 12, виникає інерційний перепад тисків, що змінюється за періодичним законом. Під дією цього перепаду тисків коливаються сільфони 6 і 13, генеруючи за рахунок свого руху витрату, що змінюється також за періодичним законом. Тому що проточні камери 2 і 16 із регульованими опорами, утвореними кільцевими щілинами між першими гофрами сільфонів 6 і 13 та кільцями 7 і 12, мають інерційний опір, а сільфони 6 і 13 – пружній, їх паралельне з'єднання є коливальним контуром, у якому змінна складова витрати, через центральну трубку 4, як з одної сторони, так із другої, зрушені стосовно витрати, що генерується, за рахунок руху сільфонів 6 і 13, на 180° . В області частот, близьких до резонансної частоти контуру, обидві складові витрати стають рівними і величина змінної витрати за гасителем дорівнює нулю, тобто гаситель має нескінченно великий акустичний опір.

Постійна складова витрати робочої рідини проходить через проточні камери 2, 5, 14 і 16, регульовані опори, утворені кільцевими щілинами між першими гофрами сільфонів 6 і 13 та кільцями 7 і 12, патрубки 10 у вихідний патрубок 15. При зміні, чи величини тиску в системі, чи амплітуди його пульсацій, що пов'язано зі зміною навантаження в гідравлічній системі, або миттєвому збільшенні нерозчиненого повітря у робочій рідині, яка надходить до насоса, відбувається зміна жорсткості сільфонів 6, 13 за рахунок його переміщення, що забезпечує автоматичне

підстроювання коливального контуру (центральна труба 4 – сильфони 6, 13) до змінних параметрів гідравлічної системи.

Висновки. Розроблена схемна реалізація гасителя пульсацій тиску рідини в трубопроводі дозволяє розширити область застосування за рахунок з'єднання в одному корпусі фільтра низьких частот (проточні камери із регульованими опорами та внутрішніми патрубками) і паралельного резонансного контуру (проточні камери із центральною трубою, в якій установлені сильфони) – забезпечуючи автоматичне підстроювання в діапазоні високих частот до зміни тиску у гідравлічній системі, а також дозволяє розширити ефективну область гасіння пульсацій тиску робочої рідини, зменшити його габарити. Розроблений гаситель гасить пульсацій тиску ефективно працює як у низькому, так і у високому діапазоні частот.

Література

1. *Скворчевский Е.А.* Гасители колебаний давления в гидравлических системах / *Е.А. Скворчевский, А.П. Усатый* // Вестник машиностроения. – 1980. – № 4. – С. 14–15.
2. *Шорин В.П.* Проектирование гасителей колебаний типа акустического фильтра низких частот / *В.П. Шорин* // Труды КуАИ. – Куйбышев. – 1972. – Вып. 50. – С. 170–179.
3. *Шорин В.П.* Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / *В.П. Шорин.* – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.
4. Патент 82336 Україна, МПК F16L 55/04. Гаситель коливаний рідини в трубопроводі. / *П.М. Андренко, І.І. Білокін, Ю.М. Стеценко, М.С. Свинаренко*; заявник і патентовласник СП ЗАТ “ХЕМЗ – ІРЕС” / № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7. – 4 с.
5. Гаситель пульсацій тиску рідини. Позитивне рішення на видачу патенту України на корисну модель від 02.11. 2010. по заявці № u 2010 07021; МПК F16L 55/04. від 07.06.10 / *П.М. Андренко, М.С. Свинаренко*; заявник і патентовласник ХДТУБА. – 6 с.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

И.П. Гречка, М.С. Свинаренко

Аннотация – в работе описан разработанный гидравлический гаситель пульсаций давления жидкости в трубопроводе, который обеспечивает высокий коэффициент гашения пульсаций давления в широком диапазоне изменения

расхода и давления в гидравлической системе и автоматическое подстраивание к их изменению.

**IMPROVEMENT OF THE EXTINGUISHER OF
PULSATIONS OF PRESSURE OF THE LIQUID IN THE
PIPELINE**

I. Grechka, M. Svinarenko

Summary

The developed hydraulic extinguisher of pulsations of pressure of liquid in the pipeline which allows to provide high factor of clearing of them for a wide range of change of flowate and pressure in a hydraulic system and automatic adjusting to it.

УДК 624. 012

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ НАЧАЛЬНОЙ СТАДИИ ИСПЫТАНИЯ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ КОЛОННЫ НА ОГНЕСТОЙКОСТЬ

Поздеев С.В., к.т.н.

Академия пожарной безопасности имени Героев Чернобыля

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье приведен анализ возможных рисков ошибочного воссоздания температурного режима при натуральных огневых испытаниях на огнестойкость железобетонных колонн посредством моделирования тепловых процессов в среде компьютерной системы CFD FlowVision.

Ключевые слова – тепловые процессы, математическое моделирование, температурный режим, огнестойкость железобетонных колонн, среда компьютерной системы CFD FlowVision.

Постановка проблемы. Для обеспечения безопасной эвакуации людей, работы оперативно-спасательных подразделений и сохранения материальных ценностей во время пожаров в зданиях и сооружениях большое значение имеет надежная работа железобетонных колонн при данном аварийном режиме, то есть их соответствие существующим нормативно-техническим нормам, которые регламентируют пределы их огнестойкости [2]. Для определения фактических пределов огнестойкости считается наиболее надежным и достоверным метод натуральных огневых испытаний [1, 2]. Метод натуральных огневых испытаний заключается в нагреве натурального образца, который полностью или частично соответствует реальному элементу железобетонной конструкции в специальной огневой печи при температурном режиме, который определен в нормативах [1] и называется стандартной температурной кривой пожара с приложением соответствующей механической нагрузки.

Анализ последних исследований. К огневым печам предъявляются особые требования, которые заключаются в том что, нагревающий факел должен создаваться на жидком топливе, пламя факела не должно касаться нагреваемых поверхностей элементов конструкций, по объему нагревательной камеры должно быть равномерное распределение

температуры и температура в течение испытания в объеме нагревательной камеры должна меняться по температурному режиму пожара, определенному в стандарте [1]. В силу того, что управление топливной системой не может обеспечить полное соответствие режима нагрева камеры печи стандартному температурному режиму пожара, существует определенная погрешность реализации режима нагрева элемента [3, 4].

К образцу для испытания предъявляются требования [1], которые заключаются в том, что его материал и геометрическая конфигурация должны в точности соответствовать материалу и геометрии данного элемента. Важной особенностью этих условий является то, что образцы с большими габаритными размерами, чем позволяют габариты огневой камеры печи и нагружающего устройства, вынужденно моделируются натурным образцам для испытаний с меньшими размерами.

Согласно работам [3, 4] данный метод имеет существенный недостаток, который состоит в погрешности при воспроизведении стандартного температурного режима в камере печи в связи с такими особенностями:

- взаимное расположение образцов и измерительных средств;
- теплообмен на поверхностях измерительных средств и образцов;
- движение и температурные показатели печных газов в пространстве камеры испытательной печи.

Для исследования возможных рисков ошибочного воспроизведения стандартного температурного режима пожара и повышения точности его воспроизведения необходимо провести моделирование тепловых процессов в огневой камере испытательной печи, которые происходят во время испытания железобетонных колонн на огнестойкость.

Кроме этого, существует ряд вопросов, связанных с начальными стадиями испытаний, поскольку в силу специфики эксперимента жесткий контроль параметров температурных режимов начинается с 10-й минуты испытаний.

Цель статьи. Провести исследования и проанализировать возможность рисков ошибочного воспроизведения температурного режима испытаний при натуральных огневых испытаниях, на огнестойкость железобетонных колонн при моделировании тепловых процессов в среде компьютерной системы CFD FlowVision.

Результаты исследования. В большинстве случаев определяют фактические пределы огнестойкости строительных конструкций на основе температурного режима «стандартного» пожара [1].

Для моделирования тепловых процессов при испытании железобетонной колонны на огнестойкость была выбрана огневая

печь, входящая в установку для натуральных испытаний центра испытаний ВНИИПО [5].

Чертеж фрагмента испытательной установки с огневой печью показан на рис. 1 *а*. На рис. 1 *б* представлена геометрическая конфигурация печи с расположенной в ней колонной сечением 400×400 . Данная колонна выбрана как наиболее распространенная, применяемая в сборных каркасах. При этом хорошо исследовано ее поведение в условиях огневых испытаний [5]. Геометрия сечения колонны показана на рис. 2.

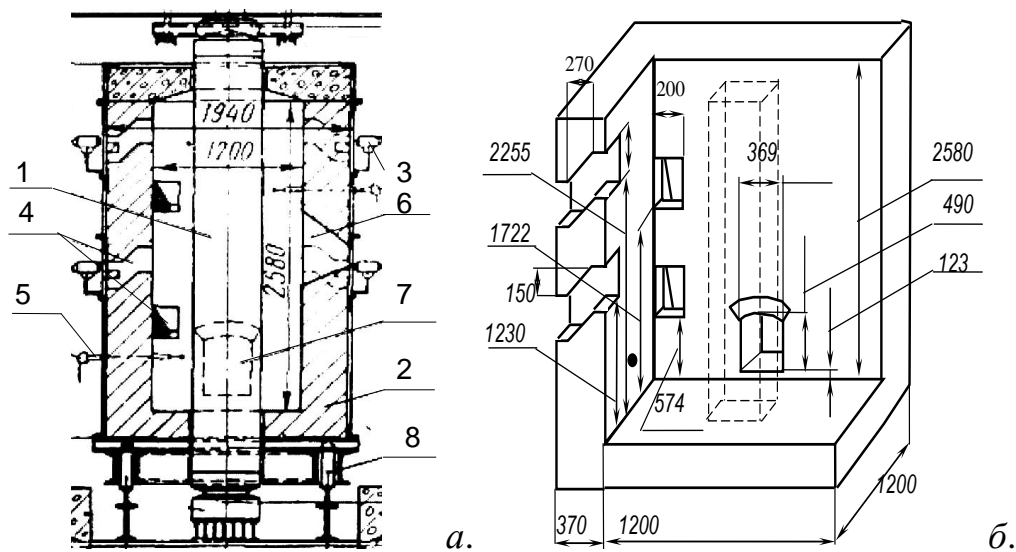


Рис. 1. Огневая печь для испытаний железобетонных колонн на огнестойкость: *а* – чертеж фрагмента установки с огневой печью; *б* – геометрия огневой печи с установленной в ней колонной

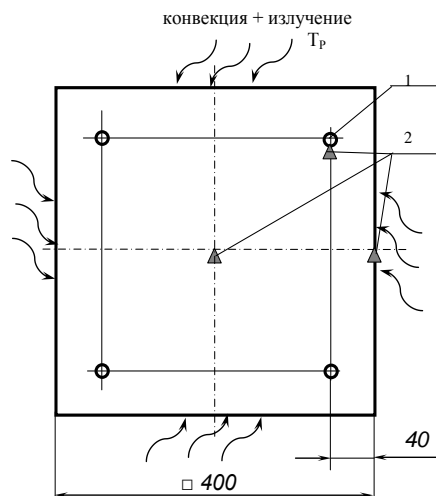


Рис. 2. Конструктивная схема сечения испытуемой железобетонной колонны:

1 – арматура; 2 – места расположения термопар

Процесс испытания происходит с использованием следующей последовательности операций [1–4].

1. Монтажные и подготовительные работы.
2. Подготовка и включение топливной системы.
3. Установка контрольной температуры для стандартной температурной кривой пожара на 10-й минуте испытаний.
4. Включение горелок и инициация процесса горения в автоматическом режиме с выходом на контрольную температуру путем автоматического включения и выключения горелок согласно контрольным данным термопары.
5. После десятой минуты поминутное достижение каждого значения температуры стандартной кривой пожара регулированием включения и выключения форсунок.
6. Прекращение испытания при достижении признаков разрушения колонны или в оговоренных случаях достижении в термопаре в арматурном слое колонны критической температуры 480 °С.

Учитывая вышесказанное, были сформулированы основные принципы построения компьютерной модели.

1. В качестве основного инструмента построения модели и проведения численного эксперимента используется программный комплекс FlowVision 2.5.

2. Для моделирования тепломассообмена в печи используется полная система дифференциальных уравнений Навье-Стокса с учетом турбулентности (стандартная модель турбулентности k-ε).

3. Для моделирования горения используется модель горения Магнуссена.

4. В процессе численного эксперимента учитывается конвективный и радиационный теплообмен поверхности колонны и пространства камеры печи.

5. В камере предусматривается модель термопары в виде стержня длиной 100 мм и диаметром 6 мм с учетом конвективного и радиационного теплообмена.

Сущность численного эксперимента заключается в иницировании процесса горения с контролем температуры в середине модели термопары таким образом, чтобы температурный режим ее нагрева по возможности точно совпадал с температурной стандартной кривой пожара. Для этого средствами контроля системы FlowVision в интерактивном режиме снимаются текущие данные с термопары и при достижении максимальной температуры для определенного шага по времени процесс горения прекращается. Затем процедура инициации и прекращения горения повторяется для следующего временного шага. При

этом фиксируются данные о температуре поверхности, арматурного слоя и середины колонны для данного временного шага.

Для построения математической модели процесса теплообмена и проведения численного эксперимента была построена геометрическая компьютерная модель печи и установленных в ней железобетонной колонны и термопары. Данная модель показана на рис. 3.

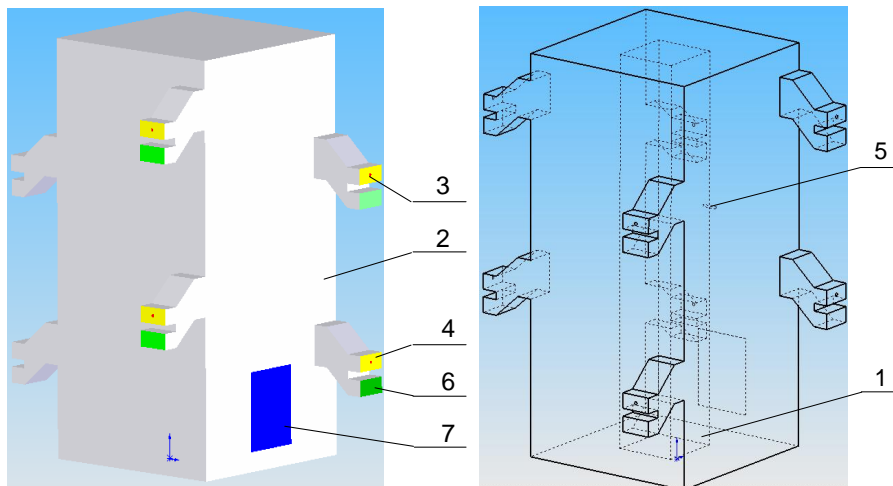


Рис. 3. Геометрическая компьютерная модель огневой печи с установленными в ней железобетонной колонной и термопарой: 1 – железобетонная колонна; 2 – ограждение печи; 3 – регион форсунки; 4 – регион вдува; 5 – термопара; 6 – регион тяги; 7 – регион дымолюка

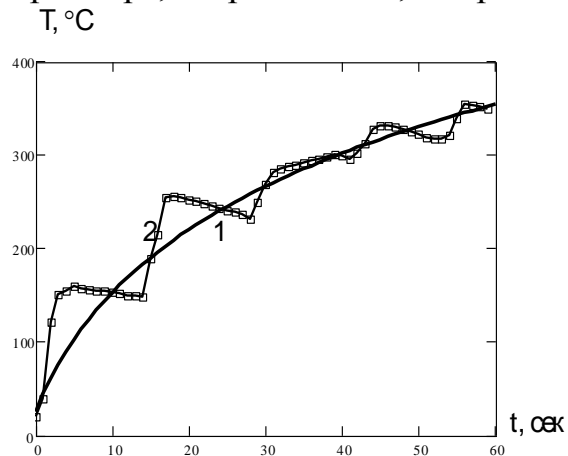


Рис. 4. Температурный режим термопары при реализации численного эксперимента: 1 – стандартный режим пожара; 2 – значения температуры в термопаре

Для проведения вычислительного эксперимента с использованием созданной математической модели огневой печи для испытаний использована нижеследующая последовательность расчетных процедур.

1. Иницируется процесс горения.

2. Значение температуры термопары визуализируется и контролируется сравнением для временного шага испытаний (подобранное оптимальное значение 10 с.).

3. После 0,05 с устанавливается более грубый шаг.

4. При достижении температуры термопары соответствующей температуре стандартного температурного режима пожара для данного временного шага процесс горения прекращается установкой соответствующих «граничных условий» (ГУ).

5. После выгорания всех частиц топлива (определяется по температуре факелов) устанавливается еще более грубый шаг до наступления следующего временного интервала.

6. Для следующего временного интервала расчетные процедуры повторяются.

7. При проведении расчета контролируется температура соответствующих точек колонны (см. рис. 2) и пространства печи.

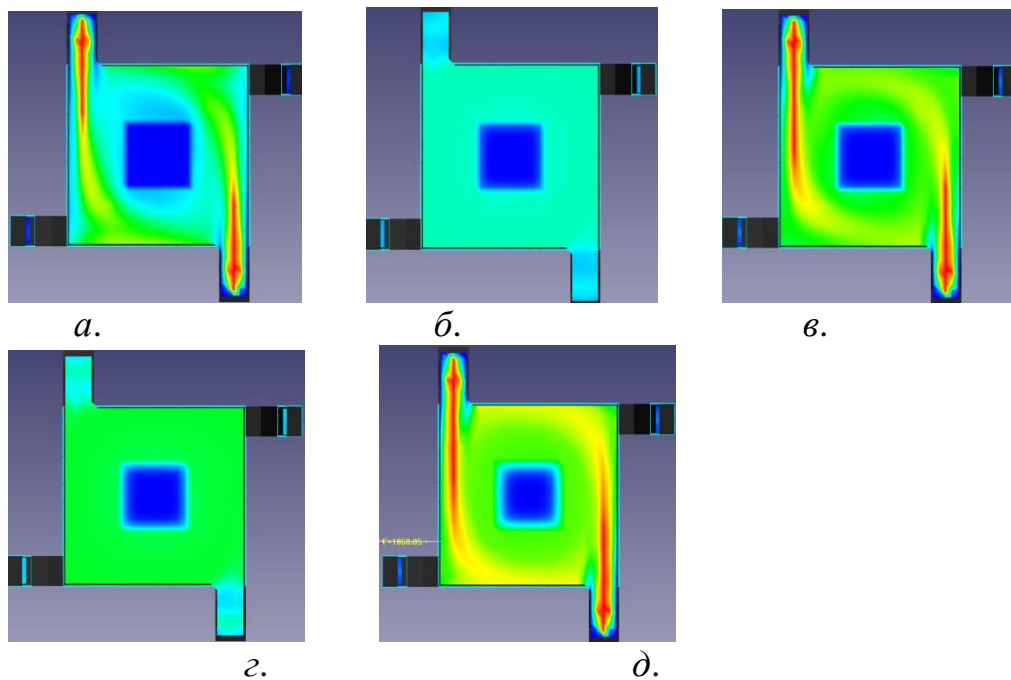


Рис. 5. Динамика прогрева внутренних слоев железобетонной колонны на разных этапах времени испытания:

а – при достижении первого контрольного значения температуры; *б* – в конце первого контрольного этапа времени нагрева, *в* – при достижении третьего контрольного значения температуры; *г* – в конце третьего контрольного этапа времени нагрева; *д* – при достижении последнего контрольного значения температуры

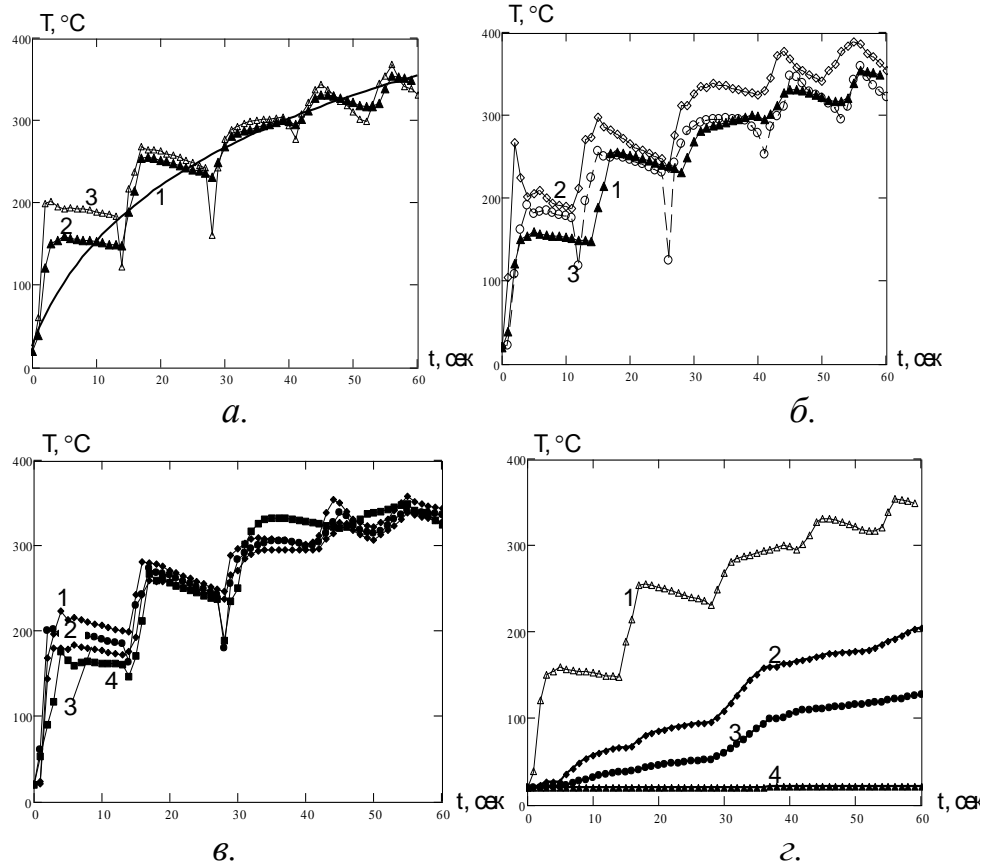


Рис. 6. Результаты расчетов температурных режимов нагрева камеры огневой печи и испытуемой колонны:

а - температурный режим нагрева термопары и нагрева камеры печи в области термопары: 1 – значения температуры в термопаре; 2 – максимальные значения температуры камеры печи на уровне термопары; 3 – минимальные значения температуры камеры печи на уровне термопары; *б* - температурный режим нагрева камеры печи на разных уровнях: 1 – значения температуры 1-го уровня; 2 – значения температуры 2-го уровня; 3 – значения температуры 3-го уровня; 4 – значения температуры 4-го уровня (уровни определяются согласно рис. 3 сверху вниз); *в* - температурный режим нагрева термопар на разных уровнях: 1 – значения температуры 1-го уровня; 2 – значения температуры 2-го уровня; 3 – значения температуры 3-го уровня; 4 – значения температуры 4-го уровня (уровни определяются согласно рис. 3 сверху вниз); *г* - температурные режимы прогрева внутренних слоев колонны: 1 – значения температуры термопары в камере; 2 – значения температуры на поверхности колонны; 3 – значения температуры в приарматурном слое; 4 – в середине колонны

При проведении численного эксперимента взят начальный участок стандартной температурной кривой в пределах одной минуты испытаний. Данный промежуток выбран, исходя из таких соображений:

1. Необходима отработка процедуры численного эксперимента для создания методики исследования процесса огневых испытаний.

2. Необходима корректировка данных вычислительного процесса с целью получения адекватных результатов численного эксперимента.

3. Необходимо рассмотрение начальных стадий инициации и развития горения в нагревательных каналах, поскольку такие процессы, как правило, не контролируются в ходе испытаний.

При применении параметров ГУ и вычислительного процесса, была получена временная температурная кривая достижения контрольных значений температуры в термопаре, показанная на рис. 4.

На рис. 5 показана динамика прогрева внутренних слоев железобетонной колонны во время испытаний. На рис. 6 показаны результаты расчета температурных режимов нагрева разных точек пространства печи и колонны.

Выводы.

1. Показана высокая эффективность системы FlowVision 2.5 для построения компьютерной модели огневой печи для испытания железобетонной колонны на огнестойкость.

2. Проведен численный эксперимент с использованием компьютерной модели огневой печи, построенной в системе FlowVision 2.5, испытаний на огнестойкость железобетонной колонны квадратного сечения 400×400 для 60 сек нагрева по стандартной температурной кривой пожара.

3. Исследованы погрешности показаний смоделированной термопары которые на первом этапе нагрева составили 53 °С а на последующих этапах 6 – 20 °С, что показывает достаточную точность показаний термопары в реальном эксперименте при учете больших скоростей протекания процесса нагрева на начальных этапах испытаний.

4. Исследованы начальные временные этапы стандартных огневых испытаний железобетонных колонн на огнестойкость, в результате чего сделан вывод о характера влияния на результаты испытаний периодичности работы форсуночной системы.

5. Разработана методика численного эксперимента испытаний на огнестойкость железобетонной колонны с использованием компьютерной модели огневой печи, построенной в системе FlowVision 2.5, испытаний на огнестойкость железобетонной колонны.

Литература

1. ДСТУ Б В.1.1-4-98. Будівельні конструкції. Методи випробувань на вогнестійкість. Загальні вимоги. Пожежна безпека. – К. : Укрархбудінформ, 2005. – С. 3.
2. ГОСТ 30247.0-94. Конструкции строительные. Методы испытаний на огнестойкость. – 2000. – С. 4.

3. *Harmathy T.Z.* The fire resistance test and its relation to real world fires / *T.Z. Harmathy* // *Fire and Materials*. – Vol. 5. – No 3. – 1981. – P. 59–65.
4. *Згуря В.І.* Удосконалення системи визначення пожежонебезпечних властивостей речовин, матеріалів та будівельних конструкцій: автореф. дис. ... канд. тех. наук / *В.І. Згуря*. – Київ, 2007. – 21 с.
5. *Хасанов І.Р.* Развитие методов исследования огнестойкости и пожарной опасности строительных конструкций и инженерного оборудования / *И.Р. Хасанов, В.И. Голованов* // Юбилейный сборник трудов ФГУ ВНИИПО МЧС России / [Под общ.ред. Н.П. Копылова]. – М.: ВНИИПО, 2007. – С. 121–158.
6. Система моделирования движения жидкости и газа. FlowVision версия 2.5.4. Руководство пользователя. – Москва: ТЕСИС, 2008. – 284 с.
7. *Мишин Е.М.* Автоматическое регулирование температуры в печах для огневых испытаний конструкций / *Е.М. Мишин, Ю.А. Гринчик, П.С. Шумайлов* // Огнестойкость строительных конструкций. – М.: ВНИИПО, 1974. – С. 101–111.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ПОЧАТКОВОЇ СТАДІЇ ВИПРОБУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННОЇ КОЛОНИ НА ВОГНЕСТІЙКІСТЬ

Поздєєв С.В.

Анотація – у статті наведено аналіз можливих ризиків помилкового відтворення температурного режиму при натурних вогневих випробуваннях на вогнестійкість залізобетонних колон за допомогою моделювання теплових процесів в середовищі комп'ютерної системи CFD FlowVision.

MATHEMATICAL MODELLING OF THERMAL PROCESSES OF AN INITIAL STAGE OF THE TEST OF A REINFORCED CONCRETE COLUMN ON FIRE-RESISTANCE

S. Pozdeyev

Summary

The analysis of possible risks of the erroneous reproduction of temperature condition at model fire tests on fire-resistance of reinforced concrete columns with using modelling of thermal processes in the environment of CFD FlowVision software is considered in the article.

УДК 621.7.014.2

ЗАСТОСУВАННЯ ПРОЦЕСУ ВАЛЬЦЮВАННЯ ЗАГОТОВОК ІЗ АЛЮМІНІЄВИХ СПЛАВІВ В УМОВАХ ІЗОТЕРМІЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ

Швець Л.В., к.т.н.

Вінницький національний аграрний університет

Тел. (0432) 35-70-84

Анотація - у роботі відзначено актуальність розробки та впровадження маловідходних технологічних процесів штампування поковок з алюмінієвих сплавів на підприємствах машинобудування. Описано обладнання та методика проведення експериментів з визначення технологічних параметрів вальцювання заготовок із алюмінієвих сплавів в умовах ізотермічного деформування.

Ключові слова – вальцювання, заготовки, алюмінієві сплави, ізотермічне деформування.

Актуальність роботи. Основна частина штампованих поковок із алюмінієвих сплавів на заводах машинобудування, виготовляється на штампувальному обладнанні багаторазовим штампуванням в чистовому (остаточному) струмку штампа з проміжними операціями обрізки облою, травлення, зачистки, нагріву, що значно подовжує цикл виготовлення поковок і збільшує трудомісткість їх виготовлення. При цьому коефіцієнт використання металу(КВМ) знаходиться в межах 0,15-0,3. Деталі, які використовуються у виробі галузі, відрізняються конструктивною складністю (наявністю тонких високих ребер; малих радіусів сполучення; малих штампувальних нахилів і припусків під механічну обробку; тонких полотен із закритими перерізами і глибокою порожниною).

Постановка проблеми. Це визначає нетехнологічність їх виготовлення в процесі штампування і появі дефектів. У зв'язку з тим, що існуючі технологічні процеси виготовлення штампованих поковок з витягнутою віссю з алюмінієвих сплавів з не підготовлених під штампування заготовок подовжують технологічні процеси отримання якісних штамповок і характеризуються високою трудомісткістю, низькою продуктивністю, підвищеною витратою металу. Необхідно розробити технологічні рекомендації та типові технологічні процеси з

виготовлення штампованих поковок із застосуванням процесу вальцювання заготовок в умовах ізотермічного деформування.

Аналіз останніх досліджень. Літературний огляд дав можливість ознайомитися з роботами з вивчення та впровадження у виробництво ізотермічного методу прокатки металів і сплавів. Запропоновано способи електроконтактного нагріву валків [1], індукційного методу нагрівання валків [2] і різні конструкції та пристрої для здійснення способу ізотермічної прокатки. Наприклад, пристрій, що дозволяє здійснювати точне регулювання температури в осередку деформації і виробляти прокатку тонкостінних профілів складної форми з важко деформуючих матеріалів [2].

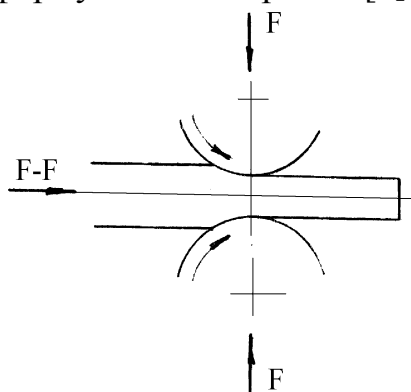


Рис.1. Принципова схема ізотермічної прокатки

У роботі [2] описано застосування ізотермічної прокатки в США. Молібденові валки (рис. 1), що формують вироби, одночасно служать і електродами для нагрівання заготовки.

Електричний струм, проходячи від одного валка до іншого через заготовку, нагріває останню і певну частину валків, що утворюють рухливу гарячу зону. Прокатка відбувається при спільній дії зусилля стиснення F і зусилля подачі $F - F$. Ступінь деформації за один прохід досягає 95%.

У роботі [3] досліджували можливість вальцювання заготовок лопаток компресора з сталей і титанових сплавів в ізотермічних умовах, які створювалися шляхом пропускання електричного струму через валки і заготовки в процесі вальцювання.

Мета роботи. У зв'язку з тим, що в даний час опубліковано мало робіт з дослідження можливостей процесу вальцювання заготовок в ізотермічних умовах, провести дослідження з впливу температури, швидкості деформування, ступеня деформації на технологічні параметри вальцювання заготовок в умовах ізотермічного деформування.

Основна частина. У роботі [4] описані дослідження технологічних параметрів вальцювання заготовок із алюмінієвого сплаву АК6 з розмірами заготовок $\text{Ø}14 \times 150$ мм на дослідній установці для вальцювання заготовок в умовах ізотермічного і наближених до нього деформування.

Експерименти з визначення технологічних параметрів і термомеханічних характеристик при вальцюванні заготовок в умовах

ізотермічного деформування, проводилися на дослідній установці, представленої на рис. 2 [5].

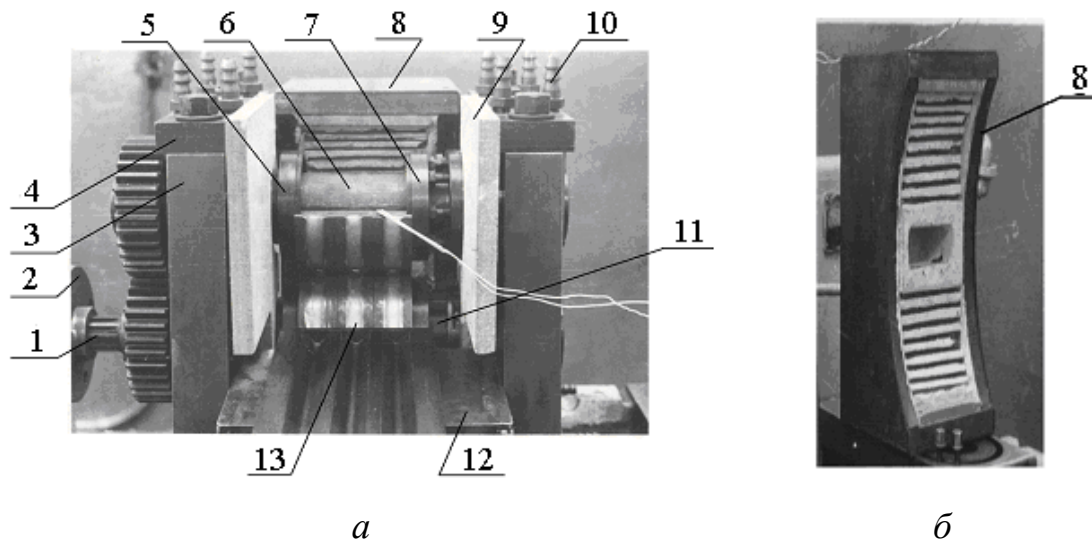


Рис. 2. Установка для вальцювання в умовах ізотермічного деформування (а); фрагмент печі (б).

Технічна характеристика модернізованої установки наведена нижче:

Номінальне зусилля, 20 кН;

Міжосьова відстань валків, 160 мм;

Частота обертання валків, 12- 20 хв⁻¹

Діаметр вихідної заготовки, 30 мм;

Розміри посадкового місця:

діаметр 80 мм; довжина 135 мм.

Потужність приводу, 7 кВт;

Температура нагріву інструменту, до 500°C;

Тип нагрівального пристрою – електроопір;

Напруга, 220 В;

Потужність нагрівача, 4 кВт;

Діаметр дроту (ніхром) 0,6 мм.

З метою забезпечення жорсткості валків і збереження постійної міжцентрової відстані в процесі деформування. Установка виконана за типом двохопорних кувальних вальців. Для підтримки температури заготовки і нагрівання робочого інструмента (вальцювальних штампів, безпосередньо встановлених на валках) установка забезпечена нагрівальним пристроєм, встановленим з тильного боку.

Щоб уникнути заклинювання від нагрівання підшипникових вузлів робочих валків, корпуси зовнішніх пар виконані з отворами - каналами для забезпечення циркуляції проточної води. Привід установки дозволяє регулювати частоту обертання валків, що забезпечує зняття характеристик при різних швидкісних режимах.

Установка для вальцювання заготовок в умовах ізотермічного деформування (рис. 2, а) складається зі звареного корпусу 3, що включає підставу і дві вертикальні стійки. Вертикальні стійки мають

пази для встановлення чотирьох корпусів підшипників ковзання, які кріпляться стяжними планками 4. У підшипниках, як в опорах, обертаються верхній 6 і нижній приводний 11 валки. Останній через шліцеве з'єднання 1 муфту 2 з'єднаний з приводом, а через зубчасту передачу (з відношенням 1: 1) з верхнім валком, що забезпечує їх синхронне обертання. Міжосьова відстань валків регулюється в межах 0,5-2,0мм за допомогою каліброваних прокладок. На валках між нерухомою 5 і рухомою 7 шайбами закріплені вальцювальні штампи 13. Для введення заготовки в робочу зону вальцювальних штамтів строго по осі струмка і її кантування на 90° при переходах з струмка в струмок в передній частині установка забезпечена проводкою 12, а з тильного боку корпусу установки закріплено нагрівальний пристрій 8, який служить для нагрівання і підтримки необхідних температур поверхні вальцювальних штамтів і заготовок. Крім цього, нагрівальний пристрій має робочу камеру, в якій для збереження температури нагрітої заготовки при її деформації в вальцювальних штампах, постійно знаходиться вальцювальна заготовка.

Нагрівальний пристрій 8 являє собою піч електричного опору з футерівкою нагрівальної зони, що повторює по контуру робочий інструмент без урахування форми струмків. Нагрівальний пристрій працює від мережі змінного струму напругою 220В через трансформатор РНО-250-10. Нагріванню корпусів підшипників запобігають азбоцементні плити 9. Штуцера 10 служать для подачі і зливу охолоджувальної проточної води. Контроль, регулювання та реєстрацію температури нагрівання заготовки і вальцювальних штамтів забезпечує самописний прилад КСП - 4.

Для введення заготовок у калібри вальцювальних штамтів і кантування при переходах з струмка в струмок, установка має проводку. Заготовки подають в калібри кліщами. Конструкція забезпечена копіюючим рельєфом проводки і дозволяє кантувати заготовку на 90° при перенесенні з струмка в струмок.

Аналіз результатів експериментальних робіт з визначення оптимальних технологічних параметрів, термомеханічних характеристик вальцювання заготовок із алюмінієвих сплавів в умовах ізотермічного деформування, при змінних температурах, швидкостях і ступенях деформації, послужить основою для розробки технічного завдання на промисловий зразок.

Застосування процесу вальцювання заготовок в умовах ізотермічного деформування, дасть можливість максимально використовувати його переваги, оскільки деформування нагрітих заготовок буде проводитися інструментом, нагрітим до температур деформування, що дозволить знизити зусилля деформування за рахунок підвищення пластичності оброблюваного металу, яке

відбувається із-за більш повного протікання розміцнюючих процесів. Рівномірна деформація заготовки, при відсутності зон утрудненої деформації і локального перегріву, забезпечує хороше опрацювання структури, і, як наслідок, зменшує розкид властивостей в об'ємі заготовки. При цьому, для кожного сплаву необхідно обирати термомеханічні параметри деформування, що забезпечують отримання якісного виробу, як по геометричній формі, так і за механічними властивостями і макроструктурою.

Висновки.

1. Актуальність дослідження, розробки та впровадження маловідходних технологічних процесів вальцювання заготовок в умовах ізотермічного деформування на підприємствах машинобудування, обумовлено значним застосуванням у виробках дорогих алюмінієвих сплавів (60-70%), підвищеною витратою металу (КВМ 0,15-0,3), високою трудомісткістю, тривалим циклом виготовлення якісних штампованих деталей.

2. Проведення досліджень з впливу температури, швидкості деформування, ступеня деформації на технологічні параметри вальцювання заготовок в умовах ізотермічного деформування, є *актуальним завданням*, рішення якого приведе до поліпшення пластичності, зниження зусиль деформування, підвищенню коефіцієнта використання заготовки і якості напівфабрикатів.

3. Застосування вальцювання заготовок в умовах ізотермічного деформування, дасть можливість максимально використовувати його переваги, оскільки деформування нагрітих заготовок проводиться інструментом, нагрітим до температур деформування (або близько до них), що дозволяє знизити зусилля деформування за рахунок підвищення пластичності оброблюваного металу, яке відбувається із-за більш повного протікання розміцнюючих процесів. Рівномірна деформація заготовки, при відсутності зон утрудненого деформування і локального перегріву, забезпечує хороше опрацювання структури, і, як наслідок, зменшує розкидання властивостей в об'ємі заготовок.

Література

1. *Жаров М.В.* Исследование характера течения металла при изотермической штамповке оребренных панелей из алюминиевых сплавов и разработка технологического процесса их производства: Автореф. дис. канд. тех. наук: 05.16.05 / *М.В. Жаров.* – М. : МАТИ – Российский государственный технологический университет им. К.Э. Циолковского, 2006. – 24 с.
2. Производственная инструкция по ковке и штамповке деформируемых алюминиевых сплавов: ПИ 1.2. 085 - 78: Утв. начальником ВИАМ Шалиным Р. Е. 28.04.78. Введ. 01.09.78. – М., 1978. – 17 с.

3. **Формообразование тонкостенных ребристых поковок из алюминиевых сплавов** / [Ред. кол.: И.В. Костарев, К.Н. Соломонов, А.О.Харитонов]. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 96 с.
4. *Скрябин С.А.* Исследование термомеханических параметров вальцовки заготовок в изотермических условиях / *С.А. Скрябин* // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – Вып. 33. – 1998.– 317 с.
5. *Скрябин С.А.* Технология горячего деформирования заготовок из алюминиевых сплавов на ковочных вальцах / *С.А. Скрябин*. – Винница: А. Власюк. – 2007. – 284 с.

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОЦЕССА ВАЛЬЦЕВАНИЯ ЗАГОТОВОК ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ В УСЛОВИЯХ ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Швец Л.В.

Аннотация – в работе определена актуальность разработки и внедрения малоотходных технологических процессов штампования поковок из алюминиевых сплавов на предприятиях машиностроения. Описаны оборудование и методика проведения экспериментов по поределению технологических параметров вальцевания заготовок из алюминиевых сплавов в условиях изотермического деформирования.

APPLICATION OF THE PROCESS OF ROLLING BILLETS OF ALUMINIUM ALLOYS DURING ISOTHERMAL DEFORMATION

L. Shvets

Summary

Relevance of the development and implementation of low-waste technological processes of forming forgings of aluminum alloys on the machine-building enterprises is determined in the article. Equipment and methods for conducting experiments to determine the technological parameters of rolling billets of aluminum alloys during isothermal deformation are described.

УДК. 631.362.3:631.1

АСПЕКТИ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ПНЕВМОСИСТЕМІ МАШИНИ ПОПЕРЕДНЬОГО ОЧИЩЕННЯ ЗЕРНА

Михайлов Є.В., к.т.н.,

Кольцов М.П., к.с.г.н.,

Білокопитов О.О., асп.*

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-21-32

Анотація – в роботі представлено аспекти методики визначення параметрів повітряного потоку в перетинах пневмосистеми машини попереднього очищення зерна.

Ключові слова - машина попереднього очищення зерна, повітряний потік, ворох зерновий, легкі домішки, пил.

Постановка проблеми. В умовах промисловості найбільша проблема є боротьба із пилом як вид аерозолю, що складається з мілких твердих часток і які знаходяться у зваженому стані в газовому середовищі. Пил з'являється в результаті диспергування твердих тіл і включає частки з розмірами $10^{-7} \dots 10^{-4}$ м.

Техніка обезпилення характеризується великою кількістю різновидів конструкцій і форм виконання. В залежності від складу пилу, природи походження використовують волокнисті, пористі, електричні, масляні, губчасті, мокрі пиловловлювачі; пилоосадові камери, циклони, жалюзійні, інерційні пиловловлювачі, сухі і мокрі тканні рукавні фільтри.

Інша ситуація у сільськогосподарському виробництві. Зерновий матеріал після його надходження з під комбайну включає в себе суміш: нормального насіння основної культури; сторонніх культурних рослин; домішок – пошкодженого і недозрілого зерна; насіння бур'янів; полови; збоїни соломи та обмолочений і недомолочений колос; живе і мертво сміття; домішки мінерального і органічного походження. При очищенні зерна та насіння використовують їхні технологічні властивості - аеродинамічні, стан чи форму поверхні, геометричні розміри (довжина, товщина, ширина зерна), щільність та інші. При цьому критична швидкість повітряного потоку насіння

бур'янів, коливається від 2,5...3 м/с для проса курячого до 15...16 м/с для пелюшки [1].

В умовах сільськогосподарського виробництва для виділення з вороху вищеперелічених крупних і мілких повітрявідокремлюємих домішок, а також пилу треба на початковому етапі створити передумови для його розшарування, так як весь склад домішок знаходиться в купі.

Аналіз останніх досліджень. Попереднє очищення зерна полягає в тому, щоб відокремити від зерна великі та повітрявідокремлюємі домішки і тим самим покращити їх сипучість; підвищити вимоги агротехніки під час тимчасового збереження. Попередньому очищенні підлягає майже все продовольче зерно після збирання. Особливе значення попередньому очищенні приділяється насінневному матеріалу. Бажано, щоб розриву між операціями не було. Наприклад, при вологості приблизно 25 % и температурі 20 °С ворох повинен пройти попередню очистку не пізніше ніж через сутки [2]. Із збільшенням вологості і температури припустимий термін зберігання різко зменшується і в умовах півдня України цей термін зменшується до кількох годин.

Негативно впливає на працездатність і продуктивність машин попереднього очищення зерновий ворох при збільшеній вологості і засміченості [3]. Обумовлено це в першу чергу наявністю мілкового насіння бур'янів в зерновому матеріалі, що призводить до його самосепаруванню в сушильних камерах зерносушарок, що негативно впливає на якість зерна з-за нерівномірності нагріву и сушки. І якщо в умовах півдня України цей фактор не так сильно впливає на якість зернового вороху по вологості, то в умовах півночі, центральної, західної і значної частини східної частин України він суттєвий. Зерновий ворох при проведенні попереднього очищення необхідно розподілити на фракції: крупні і повітрявідокремлюємі домішки, що складають до 50 % всіх сторонніх домішок, і оброблене зерно з залишками мілких важко повітрявідокремлюємих домішок, маса яких не повинна перевищувати 0,2 % загальної маси переробленого матеріалу. Не допускається наявність домішок довжиною більше 50 мм, а всіх сторонніх включень повинно бути не більше 5 %. Наявність повноцінного зерна у відходах не повинно перевищувати 0,05 % загальної маси зерна основної культури.

Мета дослідження. Аналіз технологічного процесу роботи машини попереднього очищення зерна та розробка аспектів методики визначення параметрів повітряного потоку її пневмосистеми.

Основна частина. Зерноочисні машини з сепарацією зернового матеріалу повітряним потоком із розімкненою системою циркуляції повітряного потоку як правило призводять до забруднення

навколишнього середовища, а це обумовлено Законом що ”визначає правові, організаційні та економічні засади діяльності, пов'язаної із запобіганням або зменшенням обсягів утворення відходів, їх збиранням, перевезенням, зберіганням, обробленням, утилізацією та видаленням, знешкодженням та захороненням, а також з відверненням негативного впливу відходів на навколишнє природне середовище та здоров'я людини на території України” [4]. З класифікації і аналізу роботи значної більшості існуючих зерноочисних машини покладено сепарацію зернового матеріалу повітряним потоком із замкненою системою циркуляції повітряного потоку.

Отже, на основі проведених досліджень запропоновано машину попереднього очищення зерна, будова і принцип роботи якої показано на рисунку 1.

Повітряний потік від діаметрального вентилятора 1, привід якого відбувається через електродвигун 2 постійного струму і привід 3, направляєтся до повітряного каналу 5. Повітряний потік за рахунок важеля регулювання напрямку повітряного потоку розподіляє повітряний потік на жалюзі 7 повітряного каналу і лоток інтенсифікатор 10. Ворох, що поступає з бункера 12 регулюється заслінкою 11. За рахунок заслінки напрямку повітряного потоку на лоток-інтенсифікатора 9 забезпечується регулювання інтенсивності псевдозрідженого стану зернового вороху, де здійснюється перерозподіл – зерно, як більш важка фракція, опускається в нижній шар, а легкі домішки (полова, збоїна соломи, недомолочений колос) у верхній шар. За рахунок обертання циліндричного решета 13, що має привід від мотор-редуктора 14, одночасно через привід 15 приводить в обертальний рух щіточний очисник 16. Зерно просипається крізь решето і через канал очищеного зернового матеріалу 29 - до бункера 30. Крупні домішки (збоїна соломи, недомолочений колос та інші) за рахунок обертання циліндричного решета переміщуються в зону щіточного очисника 16 і через канал крупних домішок 26 - до бункера крупних домішок 27. Повітряний потік, що направляєтся до циліндричного решета, а напрямком його регулюється жалюзями 7, пронизує циліндричне решето і частково ворох за рахунок тиску створеного діаметральним вентилятором, підхоплює легкі домішки переміщуючи їх по каналу, який обмежує обичайка каналу повітряного потоку виділення легких домішок 18 (корпус) в зону робочого каналу I ступеню очистки 20. Відсічник повітряного потоку перерозподіляє потік зменшуючи кількість повітряного потоку в зоні виділення крупних домішок і максимально направляючи його в канал повітряного потоку виділення легких домішок. Під дією відцентрових сил легкі домішки (пил, мілкі частки збоїни соломи, полова) притискаються до обичайки 18 і по стінці корпусу переміщується в

осадочну камеру I ступеню очистки 22 і в подальшому в бункер виділених домішок I-го і II-го ступенів очистки 28.

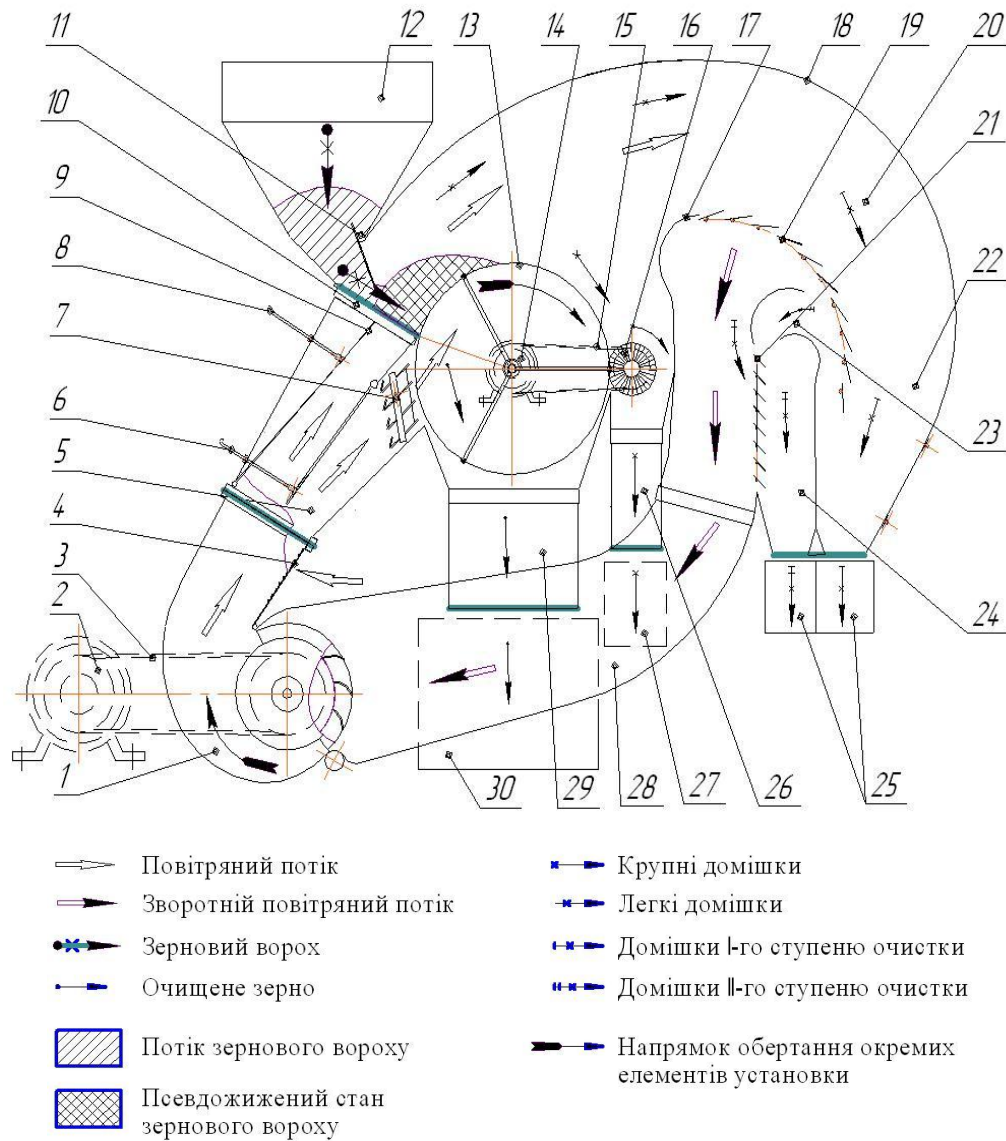


Рис. 1. Схема технологічна машини попереднього очищення зерна:
 1 – вентилятор діаметральний; 2 – електродвигун постійного струму;
 3 – привід вентилятора; 4 – жалюзі впуску додаткового повітряного потоку повітряного каналу; 5 – повітряний канал;
 6 – важіль регулювання напрямку повітряного потоку циліндричного решета; 7 – жалюзі напрямку повітряного потоку циліндричного решета; 8 – важіль регулювання напрямку повітряного потоку на лоток інтенсифікатора; 9 – заслінка напрямку повітряного потоку на лоток інтенсифікатора; 10 – лоток-інтенсифікатор; 11 – заслінка завантажуючого бункера; 12 – бункер; 13 – решето циліндричне;
 14 – мотор-редуктор; 15 – привід щітчного очисника; 16 – очисник щітчний; 17 – відсічник повітряного потоку; 18 – обичайка каналу повітряного потоку виділення легких домішок (корпус); 19 – робоча

поверхня жалюзі I ступеню очистки; 20 – робочий канал I ступеню очистки; 21 – жалюзі поверхні II ступеню очистки; 22 – осадочна камера I ступеню очистки; 23 – вхідний канал II ступеню очистки; 24 – осадочна камера II ступеню очистки; 25 – бункер виділених домішок I і II ступенів очистки; 26 – канал та клапан крупних домішок; 27– бункер виділених крупних домішок; 28 – всмоктуючий канал вентилятора; 29 – канал та клапан очищеного зернового матеріалу; 30 – бункер очищеного зернового матеріалу.

За рахунок розрідження створюваного за робочою поверхнею жалюзів I ступеню очистки від роботи вентилятора 1, повітряний потік перетворюється на зворотній. При цьому частка повітря втрачається в зонах каналів очищеного зерна 29, крупних домішок 26 та осадочній камері I-го і II-го ступенів очистки 22 і 24, а поповнення повітря здійснюється за рахунок жалюзів 4 впуску додаткового повітряного потоку в повітряний канал 5. Частково легкі домішки (пил, солома) попадають через жалюзі 19 у вхідний канал II ступеню очистки 23 і далі в осадочну камеру II ступеню очистки де остаточно осідають в бункері 25. Повітряний потік через жалюзі поверхні II ступеню очистки 21 забирається в зону всмакувального каналу вентилятора 28 направляючи його на повторну роботу. Таким чином здійснюється замкнений цикл роботи машини попереднього очищення зерна.

Ступінь впливу повітряного потоку, аналіз факторів на забезпечення якості очищення зернового матеріалу і виділення повітрявідокремлюємих домішок в зоні осадочної камери, становить основну задачу дослідження роботи машини попереднього очищення зерна.

Вивчення швидкостей повітряного потоку передбачено методикою в точках, перетини яких, у відповідності до роботи Веселова С.А. [5] та [6,7], розташовано перпендикулярно до напрямку повітряного потоку. Для визначення параметрів повітряного потоку передбачається використання приладів: мікроманометра ММН-240 (ММН-2400) разом з трубкою Піто-Прандтля або напірною трубкою конструкції „НИИОГАЗ”, термоанемометра ТТМ-2-02, термоанемометра КІМО VT 50.

На початковому, пошуковому етапі визначення факторів впливу на якість очищення зернового матеріалу і виділення повітрявідокремлюємих домішок в зоні осадочної камери підготовлюємо зерновий ворох склад якого складає до 10 % засміченості (склад вороху визначається відповідно до вихідного матеріалу).

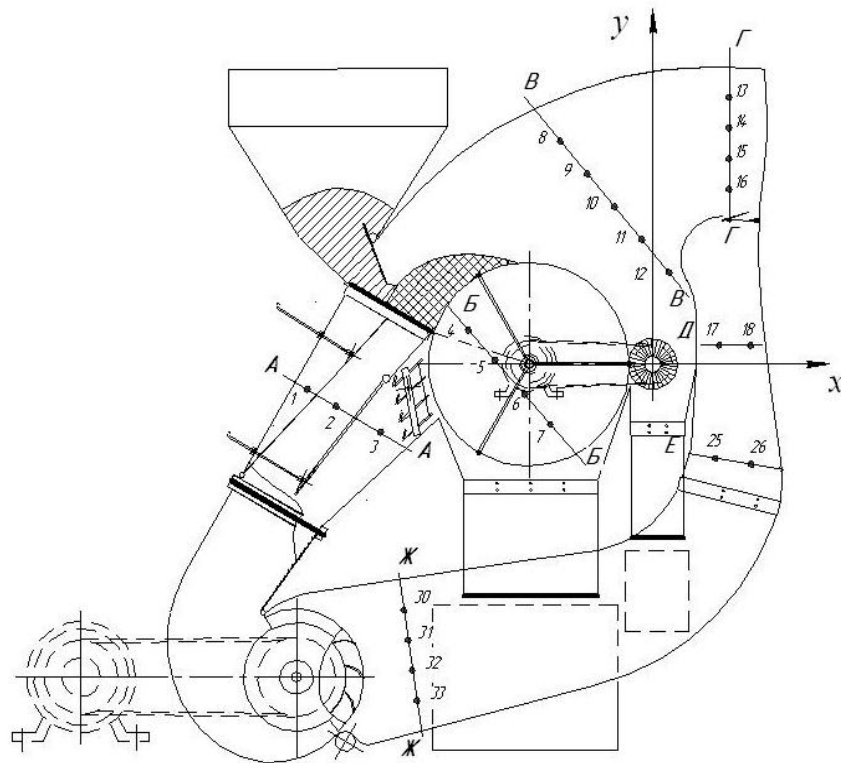


Рис. 2. Схема встановлення лабораторного обладнання для зняття характеристик повітряного потоку в зоні повітророзподільника та пневмосепаруючої камери

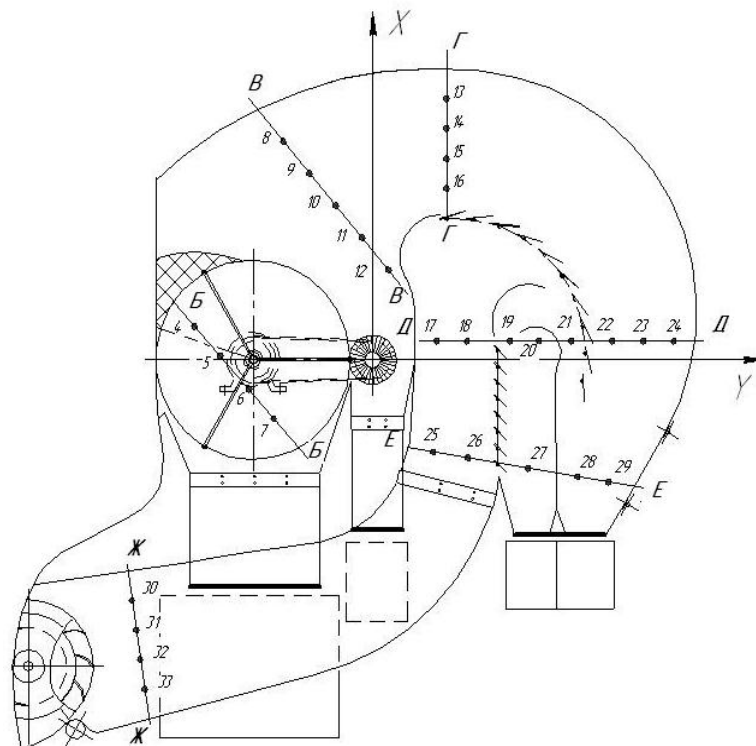


Рис. 3. Схема встановлення лабораторного обладнання для зняття характеристик повітряного потоку в зоні осадочної камери

Для проведення досліджень умовно розділимо на дві зони – зона повітророзподільника та пневмосепаруючої камери (рис. 2), та зона осадочної камери (рис. 3). Зону розділу приймаємо по вісі циліндричного решета 13.

Зона повітророзподільника та пневмосепаруючої камери.

Фактори впливу:

1. Частота обертання вентилятора 1.
2. Величина зміни напрямку повітряного потоку за рахунок важеля 6 регулювання напрямку повітряного потоку на циліндричне решето.
3. Ступінь відкриття жалюзі повітряного потоку 7 на циліндричне решето.
4. Величина зміни напрямку повітряного потоку за рахунок важеля 8 регулювання напрямку повітряного потоку на лоток інтенсифікатора.
5. Ступінь відкриття заслінки завантажуючого бункера 9

Зона осадочної камери.

Фактори впливу:

1. Частота обертання вентилятора 1.
2. Форма, геометрія відсічника повітряного потоку 17.
3. Форма, геометрія обичайки 18 каналу повітряного потоку осадочної камери. (Центр щіточного очисника – початок системи координат, відносно якої відбувається описання відсічника, обичайки та жалюзей I ступеню очистки у відповідності до плану експерименту)
4. Ступінь відкриття (живий перетин) жалюзей I ступеню очистки 19.
5. Форма, геометрія жалюзей I ступеню очистки 19.
6. Ступінь відкриття (живий перетин) жалюзей II ступеню очистки 21.

Для оцінки якості роботи пневмосистеми приймаємо повноту відокремлювання крупних і повітрявідокремлюємих домішок та втрати зерна

Висновки.

1. Виконано аналіз стану зернового вороху перед його попереднім очищенням.
2. Запропоновано будова та технологічний процес машини попереднього очищення зерна з замкненою повітряною системою..
3. Представлено аспекти методики проведення початково-пошукових випробувань при визначення параметрів повітряного потоку у пневмосистемі машини

Література

1. Зберігання і переробка продукції рослинництва / [Г. І. Подпрятков,

- Л.Ф. Скалецька, А. М. Сеньков, В. С. Хилевич]. – К. : Мета, 2002. – 495 с.*
2. <http://www.nosak.ru/predvaritelnaya-ochistka-zernovogo-voroaha.html>
 3. *Начинов Д.С.* Совершенствование линий для послеуборочной обработки зерна / *Д.С. Начинов* / Тракторы и сельскохозяйственные машины – 2005. №1. – С. 17–22.
 4. Закон України Про відходи N 3073-III від 07.03.2002. – Режим доступу: <http://www.ekoservice.com.ua/index.php/legislation/68-about-a-waste>.
 5. *Веселов С.А.* Практикум по вентиляторним установкам / *С.А. Веселов.* – 2-е изд. – М. : Колос, 1982. – 255 с.
 6. ГОСТ 12.3.018-79 Методы аэродинамических испытаний. – Режим доступу: <http://www.ekoservice.com.ua/index.php/legislation/68-about-a-waste>.
 7. ДСТУ ISO 6584:2003 Устаткування очисне для повітря та інших газів. Класифікація пиловловлювачів. – К. : Держстандарт України, 2003. – С. 5.

АСПЕКТЫ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ МАШИНЫ ПЕРВИЧНОЙ ОЧИСТКИ ЗЕРНА

Михайлов Е.В., Кольцов Н.П., Белокопытов А.А.

Аннотация – в работе представлены аспекты методики определения параметров воздушного потока в сечениях пневматической системы машины первичной очистки зерна.

ASPECTS OF THE METHODOLOGY FOR DETERMINING THE PARAMETERS OF AIR FLOW IN THE PNEUMATIC SYSTEM OF THE PRIMARY GRAIN CLEANING MACHINES

Y. Mikhaylov, N. Koltsov, A. Belokopytov

Summary

Aspects of the methodology for determining the parameters of air flow in sections of the pneumatic system of the primary grain cleaning machine presented.

УДК 631.521

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОНСТРУКЦИИ ЗАРУБЕЖНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Милаева И.И., инж.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – статья посвящена зарубежным автомобильным двигателям. Рассмотрены потребительские качества зарубежных автомобильных двигателей, такие как надёжность, ресурс, экономичность, простота в ремонте, при эксплуатации в современных условиях.

Ключевые слова – дизель, мощность, легковой автомобиль, топливный насос, топливо, токсичность, турбодизель, карбюратор.

Постановка проблемы. Зарубежные автомобильные двигатели очень чувствительные к дизельному топливу. Хорошее дизельное топливо должно быть прозрачным почти как вода, и в нём не должно быть никакого синего отлива. Посмотрев на наше топливо, можно увидеть густо - синий отлив, который говорит о наличии в нём твёрдых примесей, что означает некачественную его очистку (этим грешат почти все наши нефтезаводы). Попадая в топливный насос высокого давления (ТНВД) и форсунки дизеля (детали с очень высокой точностью изготовления), примеси в топливе изнашивают их, и в результате, постепенно увеличивается расход топлива и снижается тяга двигателя. Типичный признак сильно изношенной топливной аппаратуры дизеля – наличие чёрного выхлопа, что говорит о неполном сгорании топлива, которое в буквальном смысле "вылетает в трубу". Хотя ездят же наши КамАЗы и тракторы на нашем топливе, не надо сравнивать большой дизель камазовский двигатель и малогабаритный форсированный дизель легкового автомобиля! Конечно, проблемы с топливной аппаратурой у зарубежных дизелей начинаются не сразу, первые пару лет владельцы таких автомобилей могут радостно заливать в баки "тракторно - судовую" солярку и быть очень довольны этим. Радость улетучивается, когда приходит осознание необходимости в ремонте или замене топливной аппаратуры которая стоит весьма недешево.

Анализ последних исследований. Дизель должен быть экономичнее, чем бензиновый двигатель. На самом деле, многие дизельные

автомобили имеют значительно увеличенный расход топлива. Например, LAND CRUISER PRADO с дизелем 2L-TE (рабочий объём 2,45 л.), должен иметь расход топлива при городском цикле езды, ну никак не больше 14 л/100 км (даже учитывая массу этой машины), но в наших условиях PRADO потребляет 18 л/100 км[5]. Поэтому дизель только в том случае экономичен, когда он хорошо отрегулирован и у него не изношены топливная аппаратура или цилиндро - поршневая группа. А если это дизель с электронно - управляемым ТНВД (3С-Е, 4М40, ZD30DDTi и другие так называемые EFI-Diesel), то дело ещё хуже, т.к. самостоятельно, без обращения в квалифицированный автосервис его уже не отрегулируешь. Ещё одна проблема дизельных двигателей - треснутые или "ведёные" головки блока цилиндров[6]. Чаще всего, это случается из - за перегрева двигателя. У бензиновых двигателей, вследствие их меньшей теплонапряжённости и другого материала головки блока, эта проблема встречается гораздо реже. Из дизелей, растрескивание головки блока чаще всего встречается у вышеупомянутых 2L-T(E) (TOYOTA) и 4D55/56 (MITSUBISHI). Причём у 2L-T(E) эта проблема возникает, именно из-за конструктивной недоработки, т.к. у аналогичного по конструкции 3L-T, но имеющего дополнительные каналы под охлаждение, этой проблемы уже нет. При перегреве, часто "ведёт" головку блока у тойотовского турбодизеля 2С-Т, но у безнаддувного 2С это почти не встречается[7,8].

Цель статьи. Анализ конструкций двигателей зарубежных легковых автомобилей.

Основная часть. Система топливоподачи бензиновых двигателей. Выбор здесь может быть между карбюратором, карбюратором с электронным управлением, центральным впрыском топлива, многоточечным впрыском топлива и наконец, непосредственным впрыском топлива. Двигатели с механическими карбюраторами, в Японии довольно давно сняты с производства, как не соответствующие экологическим нормам этой страны. Однако они обладали одним несомненным достоинством - в ремонте, они были ненамного сложнее двигателей "Жигулей" и "Москвичей". Но не надо забывать и о недостатках карбюраторов, ведь они периодически нуждаются в чистке и регулировке, а это не такое простое дело, особенно если учесть сложность конструкции зарубежных карбюраторов. Автомобили, имеющие карбюраторы с электронным управлением по сути вобрали в себя недостатки как карбюраторных двигателей (сложные по конструкции карбюраторы, требующие периодической регулировки и чистки), так и двигателей с электронным впрыском (наличие сложной системы датчиков с электронным блоком управления). Выпускались автомобили с двигателями, имеющими "электронные карбюраторы" с начала 80-х

годов до середины 90-х годов прошлого столетия (это двигатели GA13/15/16DS (NISSAN), ZC (HONDA) и некоторые другие).

Двигатели имеющие системы центрального (система Ci) и многоточечного электронного впрыска топлива (системы EFI (TOYOTA), EGI (NISSAN), PGM-FI (HONDA), ECI-MULTI (MITSUBISHI)), по надёжности, ремонтпригодности и сложности конструкции отличаются не сильно. Системы центрального впрыска топлива были распространены в середине 80-х - начале 90-х годов и внешне, двигатели с этими системами весьма похожи на карбюраторные. Среди них 1S-Ui, 4S-Fi (TOYOTA) и SR18/20Di (NISSAN). Двигатели с системами многоточечного впрыска топлива появились в начале 80-х годов и наиболее распространены в настоящее время. На практике, эти системы требуются реже обслуживать чем карбюраторы, т.к. инжекторы и электронный блок управления двигателем обслуживания не требуют. Однако, из-за нашего "качественного" бензина возникают проблемы и с инжекторными двигателями. Дело в том, что впрысковые двигатели (наравне с электронными карбюраторами) должны работать на неэтилированном бензине с октановым числом не ниже 92. Но когда автомобили заправляют этилированным бензином, примерно через 100 км пробега выходит из строя катализатор; на ездовые качества "железного коня" это почти не сказывается, хотя возможно небольшое снижение мощности в определённом диапазоне частоты вращения двигателя, а токсичность выхлопных газов увеличивается. Так как катализатор не работает, то датчик кислорода выдает неправильный сигнал в блок управления двигателем, что "не есть хорошо". Кроме того, от езды на этилированном бензине постепенно загрязняются датчики, которые соприкасаются с выхлопными газами (в первую очередь, это тот же датчик кислорода). В большинстве случаев, проблемы из-за загрязнённых датчиков и неправильно работающего блока EFI, выражаются в увеличенном расходе топлива и начинаются не сразу после начала езды на некачественном бензине. Решаются они чисткой датчиков и диагностикой - перенастройкой электронного блока управления двигателем. В принципе, ничего страшного от езды на этилированном бензине не происходит, например большинство автомобилей с инжекторными двигателями работают на этилированном 92-м бензине и ничего ездят... Двигатели с непосредственным электронным впрыском появились совсем недавно - в середине 90-х годов и называются системы такой топливоподачи по разному у каждого автопроизводителя: D-4 - TOYOTA, DI - NISSAN, GDI - MITSUBISHI. По своим эксплуатационным качествам (надёжность, экономичность и т.д.), они не сильно отличаются от обычных двигателей с многоточечным впрыском топлива, однако ещё более требовательны к качеству бензина из-за очень большой степени сжатия, достигающей 11.

Именно из-за плохого качества нашего бензина, концерн TOYOTA отказался официально поставлять в нашу страну свою модель AVENSIS с новым 2-х литровым двигателем оснащаемым непосредственным впрыском топлива.

Двигатели с турбонаддувом. Безусловно, турбонаддув не повышает надёжности двигателя, и конечно же, в плане надёжности, безнаддувный двигатель лучше. Наличие ротора турбокомпрессора вращающегося с очень большой скоростью, предопределяет повышенные требования двигателя к качеству масла. К тому же, если давление наддува высокое, то это снижает ресурс самого двигателя (обычно у высокофорсированных бензиновых двигателей). Проблемы с турбонаддувом начинаются в виде увеличенного расхода масла, который может достигать 1 л/100 км пробега. Если продолжать ездить с неисправной турбиной, то она может окончательно выйти из строя (т.е. её просто заклинит). Происходит это из-за износа подшипников турбокомпрессора, которые являются самым слабым местом в агрегате турбонаддува. Кстати, стоимость восстановления нормальной работоспособности турбины порой достигает 70% от стоимости самого агрегата наддува (правда б/у, а не нового). Некоторые двигатели имеют промежуточное охлаждение наддувочного воздуха (т.н.з. INTERCOOLER), который охлаждает воздух, после сжатия в компрессоре. На некоторых двигателях применяют турбокомпрессоры с охлаждением - корпус имеет рубашку охлаждения, через которую прокачивается охлаждающая жидкость. Такие турбокомпрессоры имеют гораздо больший ресурс, т.к. работают в более "мягких" условиях. Отметим что, в большинстве случаев, проблемы с турбонаддувом встречаются у довольно старых автомобилей, возраст которых превышает 10 лет, хотя эта цифра может сильно варьироваться от интенсивности эксплуатации автомобиля, манеры езды и т.д. В принципе, турбонаддувных двигателей не надо бояться, но нужно не забывать про их повышенные требования к качеству масла и желательно иметь турботаймер, который может значительно увеличить срок службы турбокомпрессора.

Число и расположение цилиндров. Самый распространённый случай - рядные 4 - цилиндновые двигатели. Наиболее простые в обслуживании и ремонте, больше сказать про них просто нечего. Очень большим ресурсом и надёжностью обладают рядные 6 - цилиндновые двигатели. Это объясняется, во-первых, большим количеством опорных шеек коленвала, а следовательно их минимальным износом (т.к. на каждую из них приходится сравнительно небольшая нагрузка), во-вторых полной уравновешенностью этих двигателей, что означает минимальный уровень вибрации двигателя. Вообще, эти двигатели отличаются очень малой шумностью по сравнению с другими типами

двигателей. Для легковых автомобилей, выпускают их только два ведущих автопроизводителя Японии: TOYOTA (двигатели 1G, 1/2JZ, 1HZ) и NISSAN (RB20/25/26, TB45E, RD28, TD42). Все эти двигатели обладают огромным ресурсом, достигающим 1 млн. км. пробега. В последнее время, очень популярны стали V-образные 6 – цилиндровые двигатели (в основном бензиновые). При поперечном расположении двигателя в моторном отсеке и большом рабочем объеме (более 2,0 - 2,5 л) это, по сути единственный способ его компоновки. Однако, V-образные 6-ки обладают следующими недостатками: 1. Более сложны в ремонте и обслуживании по сравнению с рядными двигателями. 2. Ресурс опорных шеек коленвала снижен по сравнению с рядными двигателями, т.к. на каждую из них приходится двойная нагрузка. 3. Не являются полностью уравновешенными. На дорогах автомобилях встречаются V-образные 8 – цилиндровые двигатели. Им присущи все недостатки V-образных шестёрок, которые перечислены выше. Но такие двигатели (как и некоторые V-образные 6 – цилиндровые), отличаются очень низким уровнем шумов и вибрации, так как по уравновешенности они уступают только рядным шестёркам и 12 – цилиндровым V-образным двигателям. Кроме того, для уменьшения вибрации, на таких двигателях обычно применяют дополнительные противовесы на шейках коленчатого вала. Выпускают V-образные восьмёрки TOYOTA (1/2/3UZ), NISSAN (VK45DD, VH45DE) и MITSUBISHI (8A80). Опозитные двигатели (4-х и 6-ти цилиндровые) выпускает только SUBARU (серии EA и EJ). Отличаются они высокой прочностью и надёжностью, но дорогие в обслуживание.

Вывод. Большинство двигателей зарубежных фирм имеют опозитную компоновку которая обеспечивает очень высокую прочность и жёсткость блока цилиндров, но в то - же время делает двигатель сложным в ремонте. На дизелях без наддува трещины в головках практически не встречаются, и дело именно в более низких температурных напряжениях, т.к. происходит сгорание меньшего количества топлива и температура газов в цилиндре, соответственно меньше. В заключение, отметим, что самые надёжные дизели, это ниссановские дизели серии TD (TD23/25/27/42), самые ненадёжные 4D55/56 (MITSUBISHI).

Литература

1. Nissan. Двигатели GA14DE, GA15DE, GA16DE. Устройство, техническое обслуживание, ремонт. Издательство:Автонавигатор Год издания: 2003. – С. 8.
2. Автомобильный справочник Robert Bosch GmbH, 1996 P.O. Box 10 60 50, D-70049, Stuttgart, Federal Republic of Germany. – “За рулем“, пер. на рус. яз. – 1999. – С. 16.

3. PGM - FI: конструкция и уход: Учебное пособие: Сер. 520. Пер. с англ. – Токио: фирма "Хонда", 1992. – 35 с.
4. Топливная система: конструкция и уход: Учебное пособие: Сер. 520. Пер. с англ. – Токио: фирма «Хонда», 1992. – 50 с.
5. Двигатель: диагностика: Учеб. пособ: Сер. 710: Пер. с англ. – Токио: фирма "Хонда", 1992. – 24 с.
6. Двигатель: конструкция и уход: Учебное пособие: Сер. 310: Перевод с англ. – Токио: фирма "Хонда", 1992. – 22 с.
7. VTEC: конструкция и уход: Учебное пособие: Сер. 510: Пер. с англ. – Токио: фирма "Хонда", 1992. – 31 с.
8. Автомобильные и тракторные двигатели (Теория, системы питания, конструкции и расчет) / под ред. И.М. Ленина. – М.: Высшая школа, 1969. – С. 33–42
9. Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатели ВАЗ: современный технический уровень и перспективы развития за счет регулирования степени сжатия. / Г.Г. Тер-Мкртчян // Автомобильная промышленность. – 2008. – №10. – С. 17–19.

ПОРІВНЯЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА КОНСТРУКЦІЇ ЗАРУБІЖНИХ ДВИГУНІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Мілаєва І. І.

Анотація – статтю присвячено зарубіжним автомобільним двигунам. Розглянуто споживацькі якості зарубіжних автомобільних двигунів, такі як надійність, економічність, під час експлуатації у сучасних умовах.

COMPARATIVE CHARACTERISTICS OF THE DESIGN OF FOREIGN ENGINES AT THE OPERATION

I. Milaeva

Summary

The article is devoted to foreign car engines. Consumer quality factors of the foreign engines are considered for their operation at domestic conditions.

УДК 631.361.43: 664.788

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СЕПАРАЦІЇ ЗЕРНА ЧЕРЕЗ ЩІЛИННІ ОТВОРИ МІЖ РОЗГІННИМИ ДІЛЯНКАМИ РОЗПОДІЛЬНОГО КОНУСА

Шпиганович Т.О., аспірант*

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-13-06

Анотація – робота присвячена математичному моделюванню сепарації зерна через щілинні отвори між розгінними ділянками розподільного конуса дробарки прямого удару та виявлення умов його виділення в щілинній отвір.

Ключові слова – моделювання, зерно, щілинний отвір, розподільний конус, дробарка, умова, виділення в отвір.

Постановка проблеми. Технічний прогрес в області подрібнення матеріалів, створення нових подрібнювачів і вдосконалення раніше відомих ставить перед дослідниками нові завдання. Робочий процес молоткових дробарок недостатньо вивчений через його складність і вимагає подальших досліджень. Досить актуальними є питання зниження питомої енергоємності процесу подрібнення й підвищення якості готового продукту.

Аналіз останніх досліджень щодо створення обладнання для переробки зерна на базі багатоопераційних агрегатів дозволив зробити висновок про необхідність проектування агрегату, що сполучав би в собі функції сепаратора й подрібнювача зерна. Даний агрегат повинен відрізнятися низькою енергоємністю процесу переробки зерна, високою продуктивністю і якістю продукції [1,2,3].

Цього можна досягти застосуванням гравітаційного способу сепарування зерна перед його подрібненням, застосуванням спеціальних поділяючих поверхонь, наприклад, брахистохронної властивості та створенням спрямованих потоків однорідних по розмірах зерен на подрібнення прямим ударом за допомогою таутохронних поверхонь [1].

Розвиток перспективного напрямку гравітаційного багатофракційного сепарування, що полягає в реалізації принципу поділу полідисперсних сумішей за допомогою щілинних отворів, що просівають, у гравітаційному полі без підведення енергії від зовнішніх

її джерел, є виконання профілю поділяючого елемента у формі кривої брахистохронної властивості. Криволінійна поверхня такої форми сприяє збільшенню продуктивності сепаратора й поліпшенню умов вилучення цільових компонентів.

Обґрунтовані нами оригінальні конструкції поверхонь гравітаційних сепараторів, що просівають і направляють, відповідають найвищим сучасним вимогам. Вони можуть бути базою для створення обладнання, що реалізує принцип сполучення операцій сепарування, спрямованого транспортування й подрібнення, що забезпечує раціональну витрату підведеної до оброблюваного матеріалу енергії й відкриваючи перспективу організації на його основі гнучких автоматизованих виробництв [1,4].

Робочі органи із щілинними отворами, що просівають, у порівнянні із традиційними ситовими поверхнями, володіють рядом принципів відмінностей. Ці обставини диктують необхідність проведення спеціальних теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на виявлення можливостей і характерних рис нового принципу сепарування при подрібненні зерна прямим ударом.

Метою даної роботи є математичне моделювання сепарації зерна через щілинні отвори між розгінними ділянками розподільного конуса дробарки прямого удару та виявлення умов його виділення в щілинний отвір.

Основна частина. Численні дослідження поки що не призвели до створення закінченої теорії сепарації сипучих тіл тим більше, що більшість дослідників розглядають процес сепарування стосовно до часток кулястої форми із застосуванням інерційних сил.

У ряді робіт [5,6,7], присвячених розробці моделей просівання на плоских поділяючих поверхнях, відмічаються особливості виділення подовжених часток, що полягають у їхньому повороті у вертикальній площині в процесі сепарації. Однак, розгляд даного процесу зводиться лише до висування різних допущень і обмежень на результат події схід – виділення стосовно до моделей, розроблених для куль. Докладного ж опису цього явища у вигляді математичних моделей дотепер запропоновано не було.

В умовах щілинного просівання створюються об'єктивні передумови до поділу на щілини зернової суміші по довжині складових її часток. При цьому ефективність сепарації вище при ширині щілини, що набагато перевищує довжину зерна. Таке положення обумовлене наступними обставинами. Якщо технологічний процес сепарації розглядати, як зміну положення зернівки над щілиною, то в загальному випадку можна виділити чотири фази, які характеризують якість сепарації зерна: I - ковзання

частки по поверхні розподільного конуса; II – плоскопаралельний рух частки щодо точки відриву; III - політ частки над щілиною, що сепарує, після відриву її від поверхні розподільного конуса; IV - взаємодія частки із протилежною кромкою щілинного отвору розподільного конуса.

Очевидно, що тривалість перших трьох фаз, за інших рівних умов, у значній мірі визначається довжиною часток. Так, наприклад, час ковзання довгої частки по кромці лотка до її відриву перевищує аналогічний показник для короткої частки. Моменти інерції часток різної довжини також відрізняються один від одного, причому розходження носить квадратичний характер. Тривалість другої фази для довгої частки більше, ніж для короткої. А ось тривалість третьої фази для довгої частки вже менше, ніж для короткої. Більш того, при перевищенні довгої частки ширини щілини вона й зовсім відсутня. До початку третьої фази центри мас часток різної довжини перебувають від місця контакту на різних відстанях. Таким чином, до моменту взаємодії часток із крайкою щілини, що є визначальним результатом події схід - виділення, відбувається диференціація кінематичних параметрів часток як функція їхньої довжини, що може служити передумовою до поділу суміші.

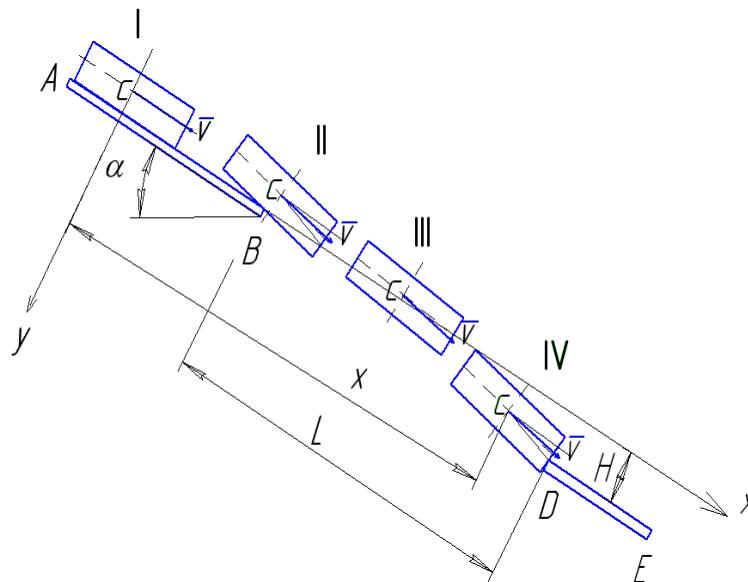


Рис. 1. Схема виділення частки у формі циліндра в щілинний отвір, що просіває: I, II, III, IV - стадії зміни положення зернівки над щілиною

Розглянемо процес гравітаційного щілинного сепарування стосовно до часток циліндричної форми. Нехай поверхня, що сепарує, виконана у вигляді щілинного отвору, утвореного плоскими

пластинами AB і DE (рис. 1), установленими під кутом α до горизонту. Сусідні пластини (розгінні ділянки поверхні розподільного конуса) утворюють між собою щілинний отвір, що просіває, що характеризується шириною між протилежними кромками поверхонь розподільного конуса L і різницею по висоті між кромками H .

Припустимо, що частка, переміщуючись уздовж лінії похилої поверхні розгінної ділянки поверхні розподільного конуса, досягає щілини й, залежно від співвідношень її розмірів, швидкості й параметрів щілинного отвору, що просіває, або виділяється в нього, або надходить на наступну розгінну ділянку поверхні розподільного конуса. Будемо розглядати закономірності руху часток при наступних звичайно прийнятих у таких випадках допущеннях [8,9,10]:

- взаємодія між частками відсутня;
- частка являє собою однорідний циліндр радіуса r , довжиною l і масою m ;
- рух відбувається уздовж лінії AB (рис. 1) розгінної ділянки поверхні розподільного конуса з радіусом, що перевищує радіус циліндра, установленого під кутом α до горизонталі;
- опір повітряного середовища руху частки зневажено малий;
- пружні властивості частки й розгінної ділянки поверхні розподільного конуса не роблять істотного впливу на процес руху.

Найважливішою особливістю щілинного сепарування є те, що поділ відбувається у полі сил ваги без підведення енергії від зовнішніх її джерел. У цих умовах особливо важливого значення набуває зміна швидкості частки v , (м/с) при її русі по розгінній ділянці поверхні розподільного конуса. При прийнятих допущеннях для випадку кочення з коефіцієнтом δ вона визначиться так

$$v = \sqrt{1,4g \cdot S \left(\sin \alpha - \frac{\delta}{r} \cos \alpha \right) + v_o^2}, \quad (1)$$

а для випадку ковзання з коефіцієнтом f

$$v = \sqrt{2g \cdot S (\sin \alpha - f \cos \alpha) + v_o^2}, \quad (2)$$

де S – довжина розгінної ділянки поверхні розподільного конуса, м;

r - радіус частки, м;

g - прискорення частки при вільному падінні, м/с²;

v_o - початкова швидкість, з якою частка надходить на розгінну ділянку, м/с.

Підставивши в (1) або (2), залежно від характеру руху частки, величину довжини розгінної ділянки, одержимо швидкість v з якою вона починає рух над отвором, що просіває.

Розглянемо рух частки по розгінній ділянці поверхні розподільного конуса на першій фазі.

Частка ковзає по поверхні розподільного конуса, нахиленої під кутом α до горизонталі, роблячи поступальний рух (рис 2). При прийнятих допущеннях і, провівши вісь x через центр мас циліндра, паралельно поверхні розподільного конуса, на циліндр діють сила ваги $P = mg$, нормальна реакція поверхні N і сила тертя $T = fmg$, розташовані в одній вертикальній площині.

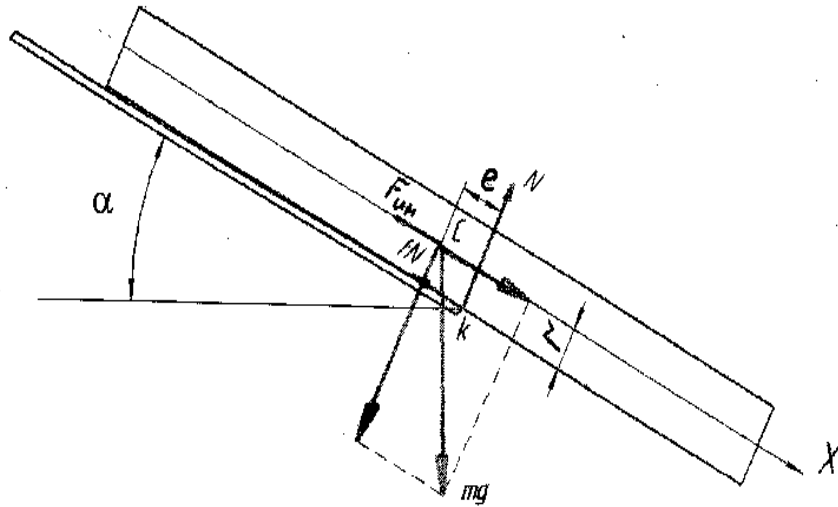


Рис. 2. Схема сил, що діють на частку циліндричної форми в процесі її руху по поверхні розподільного конуса (перша фаза)

Диференціальне рівняння руху циліндра в цьому випадку має вигляд

$$ma_x = mg \cdot \sin \alpha - f \cdot mg \cdot \cos \alpha . \quad (3)$$

Прискорення циліндра при цьому постійне й дорівнює

$$a_x = g(\sin \alpha - f \cos \alpha) . \quad (4)$$

Досягши краю кромки поверхні розподільного конуса (точки κ) починається друга фаза руху частки.

Тут циліндр починає повертатися навколо краю кромки поверхні розподільного конуса (точки κ) і здійснює плоскопаралельний рух (рис. 3) під дією сили ваги $P = mg$, нормальної реакції поверхні в точці κ N і сили тертя $T = f$.

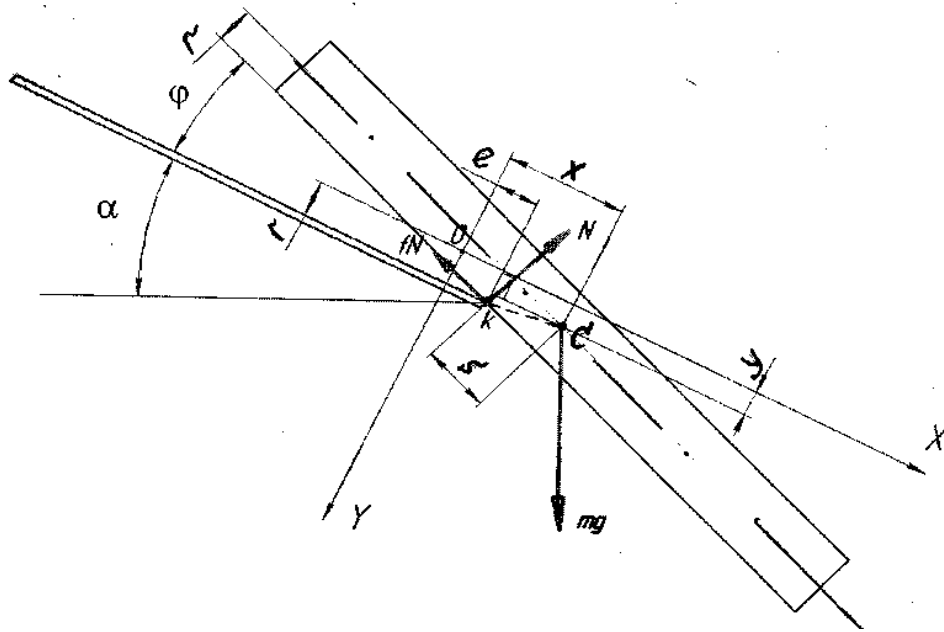


Рис. 3. Схема взаємодії частки циліндричної форми із кромкою отвору, що просіває, у другій фазі

Положення точки $к$ на циліндрі визначимо виходячи із принципу Даламбера, тобто приклавши силу інерції до центра ваги циліндра

$$F^u \cdot r + mg \cos \alpha \cdot e - mg \sin \alpha \cdot r = 0. \quad (5)$$

У результаті рішення рівняння (2.6) одержуємо

$$mg(\sin \alpha - f \cos \alpha) \cdot r + mg \cos \alpha \cdot e - mg \sin \alpha \cdot r = 0$$

$$-mgf \cos \alpha \cdot r + mg \cos \alpha \cdot e = 0,$$

$$e = f \cdot r, \quad (6)$$

де e - зсув точки $к$ стосовно центра мас циліндра уздовж осі x .

Розглядаючи положення циліндра на рисунку 3, приходимо до випадку, коли будь-яке миттєве положення циліндра на кромці поверхні розподільного конуса визначається положенням точки контакту $к$ стосовно утворюючого циліндра, і кутом повороту φ центра мас циліндра стосовно лінії поверхні розподільного конуса. Тоді абсолютне прискорення й швидкість будь-якої точки тіла знаходяться як геометрична сума відповідних миттєвих значень кінематичних параметрів точки $к$, що належить циліндру, і складових кінематичних параметрів від обертового руху циліндра щодо центра $к$.

Диференціальні рівняння руху центра мас циліндра в цьому випадку мають такий вигляд

$$ma_{x_c} = mg \cdot \sin \alpha + N \sin \varphi - f \cdot N \cos \varphi; \quad (7)$$

$$ma_{y_c} = mg \cdot \cos \alpha - N \cos \varphi - f \cdot N \sin \varphi; \quad (8)$$

$$J_{z_c} \varepsilon = fN \cos \varphi \cdot r + N \cdot s, \quad (9)$$

де J_{z_c} - момент інерції центра мас циліндра щодо точки κ з радіусом інерції ρ_c ;

$$\varepsilon = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - \text{кутове прискорення повороту циліндра щодо точки } \kappa;$$

φ - кут повороту центра мас циліндра стосовно лінії поверхні розподільного конуса.

Отримана система рівнянь не замкнута. Щоб її замкнути скористаємося кінематичними обмеженнями, які накладаються зв'язком у точці контакту циліндра із кромкою поверхні розподільного конуса. Точка κ контакту циліндра завжди, до моменту відриву циліндра від кромки, лежить на контактній поверхні кромки розподільного конуса (рис. 3). Це дозволяє знайти зв'язок між компонентами лінійної швидкості $v_{x_c} = 0$ й $v_{y_c} = 0$ і кутовою швидкістю $\dot{\varphi}$.

$$\vec{v}_c = \vec{v}_\kappa + \vec{v}_{c\kappa}, \quad (10)$$

де \vec{v}_c - вектор абсолютної швидкості центра мас циліндра;

\vec{v}_κ - вектор швидкості точки контакту циліндра з поверхнею кромки розподільного конуса;

$\vec{v}_{c\kappa}$ - вектор швидкості центра мас циліндра щодо точки контакту циліндра з поверхнею кромки розподільного конуса.

Проектуючи рівняння (10) на координатні осі одержимо

$$v_{c_x} = v_{\kappa_x} + v_{c\kappa_x},$$

$$v_{c_y} = v_{\kappa_y} + v_{c\kappa_y}.$$

Або

$$v_{c_x} = v_\kappa \cos \varphi + \dot{\varphi} R \sin \varphi \cdot \sin \varphi$$

$$v_{c_y} = v_\kappa \sin \varphi + \dot{\varphi} R \cos \varphi \cdot \cos \varphi$$

Помноживши верхнє рівняння на $\sin \varphi$, а нижнє на $\cos \varphi$ й, віднімаючи з верхнього нижнє, одержимо

$$\dot{\varphi} R(\sin^2 \varphi - \cos^2 \varphi) = v_{c_x} \sin \varphi - v_{c_y} \cos \varphi.$$

Звідки

$$\dot{\varphi} R \cos 2\varphi = v_{y_c} \cos \varphi - v_{x_c} \sin \varphi.$$

Тут

$$R = \sqrt{s^2 + r^2},$$

і тоді

$$\dot{\varphi}(\sqrt{s^2 + r^2}) \cos 2\varphi = v_{y_c} \cos \varphi - v_{x_c} \sin \varphi. \quad (11)$$

Аналізуючи рисунок 3 і рівняння (11), визначаємо, що між координатами центра мас циліндра x_c, y_c і переміщенням s точки K контакту циліндра з поверхнею кромки розподільного конуса існує зв'язок. З дуже невеликою погрішністю цей зв'язок може бути виражений формулами:

$$x_c = s \cos \phi + r \sin \phi + e, \text{ або} \quad (12)$$

$$x_c = s \cos \phi + r \sin \phi + fr,$$

$$y_c = s \sin \phi. \quad (13)$$

Рішення спільно рівнянь (7) - (9) і (12) - (13) може бути зведене до наступних трьох рівнянь:

$$\ddot{x} = g \sin \alpha + \ddot{\varphi} \frac{J \sin \varphi (\sin \varphi + f \cos \varphi)}{m[x - r \sin \varphi (1 + f \sin \varphi)]}, \quad (14)$$

$$\ddot{y} = g \cos \alpha - \ddot{\varphi} \frac{J \sin \varphi (\cos \varphi + f \sin \varphi)}{m(fr \sin \varphi \cos \varphi + y)}, \quad (15)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{y} \cos \varphi - \dot{x} \sin \varphi}{\sqrt{\rho_c^2 + (r \sin \varphi)^2}} \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos 2\varphi}, \quad (16)$$

Рівняння (14) - (16) справедливі при обмеженнях:

$$r^2 + \frac{l^2}{4} - x_c^2 - y_c^2 > 0 \quad (17)$$

$$f^2 r^2 \ddot{\varphi} - gfr \cos \varphi - g \frac{l}{2} > 0. \quad (18)$$

Порушення умови (17) свідчить про початок сходу частки циліндричної форми із кромки щілинного отвору, що просіває. Порушення умови (18) фіксує відрив частки від кромки в результаті зниження реакції поверхні N до нуля.

Рівняння (14)-(16) дозволяють визначити зміну із часом кінематичних параметрів плоского руху циліндра ($x, v_x, v, v_y, \varphi, \omega$), їхню залежність від конструктивних параметрів поверхні розподільного конуса (α) і характеристик частки (l, r, f) і при прийнятих допущеннях можуть служити наближеною математичною моделлю руху довгої частки по кромці щілинного отвору, що просіває, наприкінці другої фази процесу щілинного гравітаційного сепарування при $s = l/2$. Ці параметри будуть початковими для третьої фази руху частки циліндричної форми - політ частки над щілиною, що сепарує, після відриву її від поверхні розподільного конуса.

Тут необхідно знати співвідношення початкової швидкості частки v_0 в момент сходу з поверхні кромки розподільного конуса та критичної швидкості частки v_k для виявлення події схід частки на наступну поверхню розподільного конуса або виділення її в щілинний отвір.

Для того, щоб частки циліндричної форми виділялися в щілинний отвір розподільного конуса необхідно виконання вимоги $v_k > v_0$, тоді момент кількості руху частки циліндричної форми, який визначається v_0 , буде більш ніж момент кількості руху частки, який визначається кутовою швидкістю навколо координати центра мас циліндра.

Нами розрахована початкова швидкість частки v_0 в момент сходу з поверхні кромки розподільного конуса від довжини розгінної ділянки поверхні розподільного конуса S_0 (рис. 4) та виявлено, що при $S_0 = 0,05 \dots 0,15$ м (виходячи з конструктивних параметрів дробарки) початкова швидкість частки $v_0 = 0,45 \dots 0,75$ м/с.

На рис. 5 показано залежність критичної швидкості частки v_k від еквівалентного радіуса r_e . Для більшості зернових культур комбікормового виробництва можна прийняти $r_e = 2,5 \dots 3,5$ мм. Тоді (рис. 5), критична швидкість частки циліндричної форми з таким еквівалентним радіусом знаходиться у межах $v_k = 0,60 \dots 0,80$ м/с, що більш ніж значення v_0 . Тому при таких конструктивних параметрах щілинних отворів розподільного конуса дробарки (рис. 4 та 5) частка заданого розміру буде виділена в щілинний отвір.

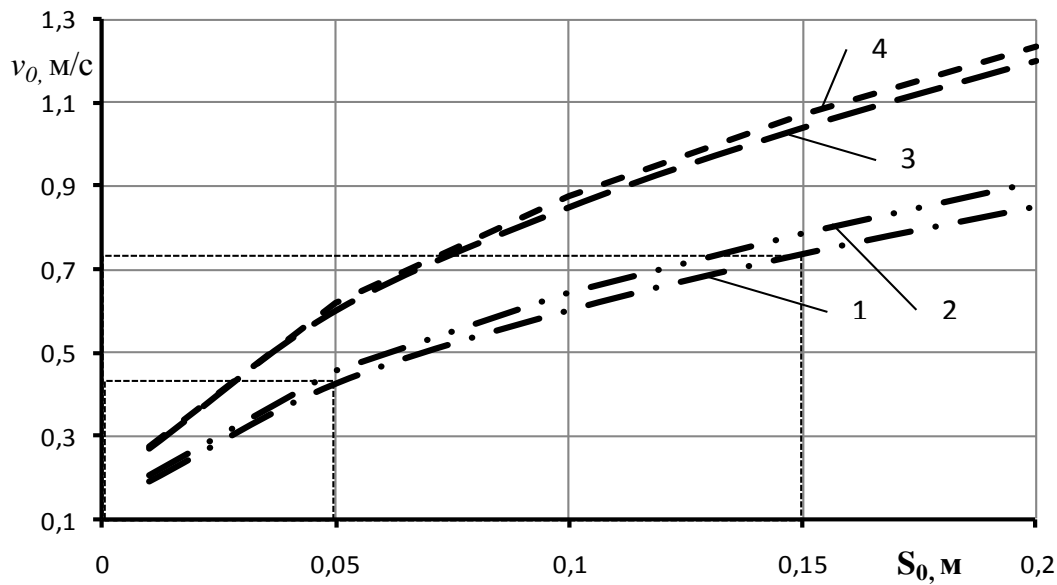


Рис. 4. Залежність початкової швидкості частки v_0 в момент сходження з поверхні кромки розподільного конуса від довжини розгінної ділянки поверхні розподільного конуса S_0 : 1 - $\alpha = 30^\circ$, $f = 0,36$; 2 - $\alpha = 30^\circ$, $f = 0,33$; 3 - $\alpha = 40^\circ$, $f = 0,36$; 4 - $\alpha = 40^\circ$, $f = 0,33$

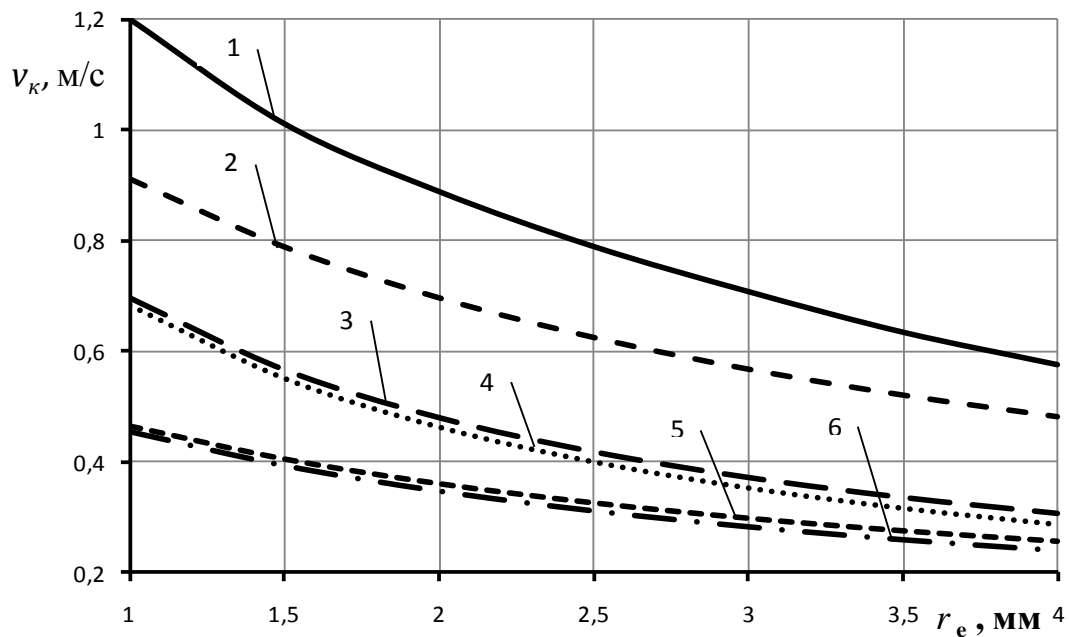


Рис. 5. Залежність критичної швидкості частки v_k від еквівалентного радіуса r_e при $f = 0,36$: 1 - $v_0 = 0,8$ м/с, $L = 20$ мм, $H = 1$ мм; 2 - $v_0 = 0,8$ м/с, $L = 20$ мм, $H = 2$ мм; 3 - $v_0 = 0,8$ м/с, $L = 10$ мм, $H = 1$ мм; 4 - $v_0 = 0,4$ м/с, $L = 20$ мм, $H = 1$ мм; 5 - $v_0 = 0,8$ м/с, $L = 10$ мм, $H = 2$ мм; 6 - $v_0 = 0,4$ м/с, $L = 20$ мм, $H = 2$ мм

Висновки. Підвищити ефективність подрібнення зерна можливо за рахунок його попереднього сепарування через щілинні отвори

розподільного конуса дробарки. При цьому ефективність сепарації вище при ширині щілини, що набагато перевищує довжину зерна.

Якщо розглядати технологічний процес сепарації як зміну положення зернівки над щілиною, то в загальному випадку можна виділити чотири фази, які характеризують якість сепарації зерна: I – ковзання частки по поверхні розподільного конуса; II – плоскопаралельний рух частки щодо точки відриву; III – політ частки над щілиною, що сепарує, після відриву її від поверхні розподільного конуса; IV - взаємодія частки із протилежною кромкою щілинного отвору розподільного конуса.

Отримані рівняння (14)-(16) дозволяють визначити зміну із часом кінематичних параметрів плоского руху частки циліндричної форми ($x, v_x, v, v_y, \varphi, \omega$), їхню залежність від конструктивних параметрів поверхні розподільного конуса (α) і характеристик частки (l, r, f) і при прийнятих допущеннях можуть служити наближеною математичною моделлю руху довгої частки по кромці щілинного отвору.

Література

1. Штиганович Т.О. Обґрунтування конструктивних параметрів дробарки зерна прямого удару з попередньою сепарацією зернового матеріалу / Т.О. Штиганович, О.В. Ялпачик // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ. – Вип. 10. – Т.3. – 2010. – С. 23–35.
2. Поярков М.С. Совершенствование рабочего процесса молотковых дробилок с жалюзийными сепараторами при одно- и двухступенчатом измельчении зерна : автореф. дис. ... канд. тех. наук / М.С. Поярков. – Киров, 2001. – 22 с.
3. Денисов В.А. Повышение эффективности процесса измельчения зерновых компонентов комбикормов: автореф. дис. ... д-ра тех. наук / В.А. Денисов. – Москва, 1992. – 32 с.
4. Панфилов В.А. Технологические линии пищевых производств (теория технологического потока) / В.А. Панфилов. – М. : Колос, 1993. – 288 с.
5. Авдеев Н.Е. Новый принцип сепарирования зерновых материалов / Н.Е. Авдеев // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1987. – №10. – С. 24–27.
6. Некрасов А.В. Совершенствование процесса гравитационной классификации зернистых смесей и расширение области применения гравитационных сепараторов: дис. ... канд. техн. наук / А.В. Некрасов. – Воронеж, 2001. – 241 с.
7. Тарасенко А.П. Критическая скорость частиц в слое / А.П. Тарасенко, В.С. Быков // Совершенствование технологий и

технических средств для механизации процессов в растениеводстве: сб. науч. тр. – Воронеж: Воронеж. госуд. аграрный, ун-т, 1994. – С. 60–68.

8. Глебов Л.А., Семенов Е.В. Рациональные режимы и оценка эффективности работы дробилок ударного действия / Л.А. Глебов, Е.В. Семенов // ЦНИИТЭИ Минхлебопродуктов СССР, комбикормовая промышленность, экспресс – информация. – 1991. – 41 с.

9. Технология переработки зерна / [Под ред. Я.Н. Куприца]. – М. : Колос, 1965. – 504 с.

10. Технология переработки зерна / [Под ред. Г.А. Егорова]. – М. : Колос, 1977. – 376 с.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СЕПАРАЦИИ ЗЕРНА ЧЕРЕЗ ЩЕЛЕВЫЕ ОТВЕРСТИЯ МЕЖДУ РАЗГОННЫМИ УЧАСТКАМИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО КОНУСА

Шпиганович Т.А.

Аннотация – работа посвящена математическому моделированию сепарации зерна через щелевые отверстия между разгонными участками распределительного конуса дробилки прямого удара и определение условий его выделения в щелевые отверстия.

MATHEMATICAL MODELING OF THE SEPARATION OF GRAIN BY SLOTS BETWEEN BOOST SECTIONS OF THE DISTRIBUTION CONE

T. Shpiganovich

Summary

The paper is devoted to mathematical modeling of the grain separation through slots between boots sections of the distribution cone of the crusher of direct impact and determination of conditions of grain release in the slots.

УДК 631.355.072

ВДОСКОНАЛЕННЯ КАЧАНОВІДОКРЕМЛЮВАЛЬНОГО АПАРАТУ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

О.І. Ракул, інж.,

В.Є. Пилип, інж.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (0512) 34-01-91

Анотація – обґрунтована необхідність вдосконалення качановідокремлювального апарату існуючої кукурудзозбиральної техніки. Розглянуті переваги та недоліки методів інтенсифікації процесу відокремлення качанів. Запропонована принципово нова конструкція качановідокремлювального апарату багатофакторної дії на систему “стебло-плодоніжка-качан”.

Ключові слова – качановідокремлювальний апарат, багатофакторна дія, система “стебло-плодоніжка-качан”.

Постановка проблеми. Основним робочим органом кукурудзозбиральних машин є качановідокремлювальний апарат, який визначає як продуктивність, працездатність, так і показники якості роботи машини в цілому.

За весь період використання машин для збирання кукурудзи на зерно було багато спроб інтенсифікувати процес качановідокремлення та покращити якісні та кількісні показники зібраного врожаю, але поліпшуючи одні показники – погіршувались інші [5, 6]. Ці невдачі в першу чергу пов’язані з біологічними та фізико-механічними особливостями рослин кукурудзи, а саме з відсутністю постійного місця розташування качанів на стеблах і різним кутом їх пониклості та іншими, що значно ускладнюють створення досконалих робочих органів кукурудзозбиральних машин.

На сьогоднішній день гостро стоїть проблема створення докорінно нової технології відокремлення качана кукурудзи від стебла яка б максимально враховувала особливості та специфіку руйнування плодоніжок при відокремленні качана.

Аналіз останніх досліджень. Роботи по вдосконаленню робочих органів кукурудзозбиральної техніки проведені різними

науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторськими бюро закордонних фірм[1]. Глибокі теоретичні розробки в цій галузі проведені такими відомими вченими, як П.П. Карпушою, Л.І. Анісімовою, К.В. Шатиловим, М.В. Тудельом, А.І. Буяновим, В.Т. Бондарьовим, М.Е. Резником, К. Річертом, Д. Бонгертом, Р. Вайбелсом та іншими[3,4]. Ці роботи переважно присвячені теоретичному обґрунтуванню протягування стебел, відокремленню качанів, розрахунку пропускної здатності та продуктивності збиральних машин і не висвітлюють питання вдосконалення технологічного процесу роботи та конструктивної схеми кукурудзозбиральної техніки, які на сучасному етапі розвитку сільського господарства стали актуальними. [5,6]

Метою даної статті є розкриття підходів до вдосконалення качановідокремлювального апарату кукурудзозбиральної техніки.

Викладення основного матеріалу. В закордонній та вітчизняній практиці найбільш розповсюджені качановідокремлювальні апарати пікерно-стриперного типу. Принцип їх дії полягає у відокремленні качанів від стебел пасивними стріперними пластинами (відстань між якими менше середнього діаметру качана) при активному протягуванні стебел ребристими вальцями, розміщеними під ними.

В таких апаратах відокремлення качана відбувається за рахунок розтягування системи “стебло-плодоніжка-качан” (рис. 1), що призводить до розриву плодоніжки, як найбільш слабкої ланки цієї системи. Зусилля протягування $P_{пр}$ передається від вальців і діє вздовж стебла та плодоніжки.

Згідно експериментальних досліджень [4, 7] середнє розривне статичне навантаження для плодоніжки кукурудзи складає 0,3...1,1 кН, при цьому стебло має не менш дворазового “запасу міцності”. Однак таке співвідношення зберігається у здорових рослин. При ураженні стебла личинками метелика його опір розриву може бути меншим ніж у плодоніжки, що призведе до забруднення вороху качанів або до втрати врожаю вільними качанами. Місце розриву плодоніжки такими апаратами носить випадковий характер, а сам процес відокремлення качана потребує значних зусиль та сильної деформації стебла при протягуванні.

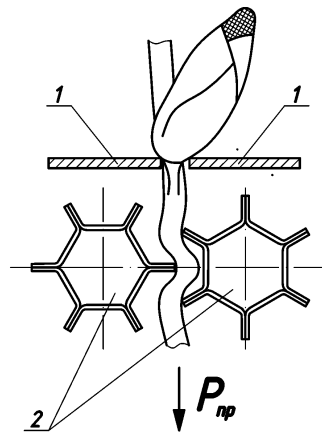


Рис. 1. Схема технологічного процесу відокремлення качана на серійному пікерно-стриперному качановідокремлювальному апараті: 1 – стріперні пластини; 2 – протягувальні вальці; $P_{пр}$ – сила протягування стебла

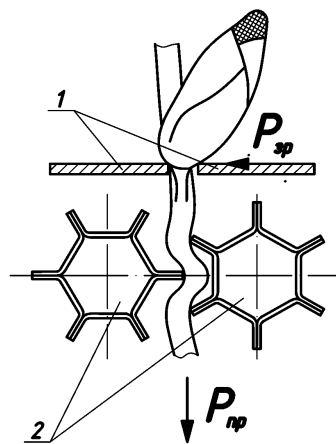


Рис. 2. Схема технологічного процесу відокремлення качана з використанням додаткової сили різання: 1 – стріперні пластини; 2 – протягувальні вальці; $P_{пр}$ – сила протягування стебла; $P_{зр}$ – сила різання плодоніжки

Введення в зону відокремлення качанів сили різання $P_{зр}$ (рис. 2), яка буде діяти на плодоніжку в поперечному напрямку разом із поздовжньою протягувальною силою $P_{пр}$ дасть можливість спрогнозувати місце руйнування плодоніжки, а також значно зменшує необхідне зусилля для відокремлення качана.

Використання в технологічному процесі відокремлення качанів згинаючої сили $P_{зл}$ (рис. 3), яка буде діяти на плодоніжку в поздовжньому напрямку приведе до зламу останньої. Такий ефект окрім прогнозованого місце руйнування плодоніжки дасть можливість значно зменшити зусилля відокремлення качана в порівнянні не тільки з серійними апаратами, але й з попереднім.

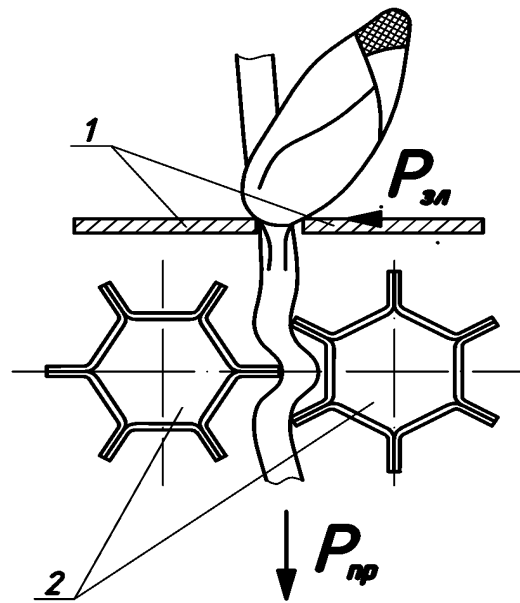


Рис. 3. Схема технологічного процесу відокремлення качана з використанням додаткової згинаючої сили:

1 – стриперні пластини; 2 – протягувальні вальці; $P_{пр}$ – сила протягування стебла; $P_{зл}$ – сила зламу плодоніжки

Згідно експериментальних даних [4, 7] зусилля зламу плодоніжки (біля основи качана) в середньому складає 32 Н, що в декілька разів менше міцності плодоніжки на розрив.

Недоліком відомих конструкцій апаратів такого принципу дії є порушення технологічного процесу внаслідок заклинювання качанів між стриперними пластинами, а також значна травмованість качанів при відокремленні.

Перспективним шляхом інтенсифікації процесу качановідокремлення є введення в зону відокремлення качанів пари сил (рис. 4), що діють паралельно і на деякій відстані одна від іншої але направлені в протилежні боки. Утворившийся при цьому крутний момент $M_{кр}$ через закручування качана буде діяти на плодоніжку, тим самим послабляючи її зв'язок з качаном. Така інтенсифікація процесу качановідокремлення дає прогнозоване місце руйнування плодоніжки, значно зменшує необхідне зусилля на відокремлення качана в порівнянні з вищевказаними способами дії на систему “стебло-плодоніжка-качан”, а також підвищує пропускну здатність качаноочисного апарату за рахунок часткового розпушення обгортки качана.

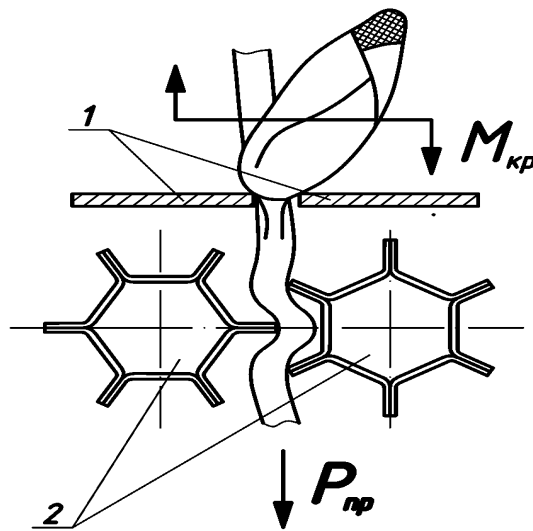


Рис. 4. Схема технологічного процесу відокремлення качана з використанням додаткової сили різання:
1 – стриперні пластини; 2 – протягувальні вальці; $P_{пр}$ – сила протягування стебла; $M_{кр}$ – крутний момент

Високу технологічну ефективність і перспективність показало використання вібраційної дії на качан, про що свідчать проведені теоретичні та експериментальні дослідження [3], які проводились на кафедрі тракторів та сільськогосподарських машин факультету механізації сільського господарства Миколаївського державного аграрного університету на спеціально виготовленій лабораторній установці, яка моделює рух комбайна по полю.

При вібраційній дії на систему “стебло-плодоніжка-качан” значно інтенсифікується процес відокремлення качанів і знижується зусилля його відокремлення, а також руйнується зв'язок обгортки зі стрижнем качана, що значно зменшує міцність її прилягання до останнього.

З метою покращення якості виконання технологічного процесу відокремлення качанів від стебел, зниження травмованості качанів та втрат вільними качанами, а також підвищення пропускної здатності качаноочисного апарату, за рахунок виконання доочисної функції, запропонована принципово нова конструкція качановідокремлювального апарату (рис. 5). Вона об'єднує в собі всі вище перераховані способи дії на систему “стебло-плодоніжка-качан”, але позбавлена їх недоліків.

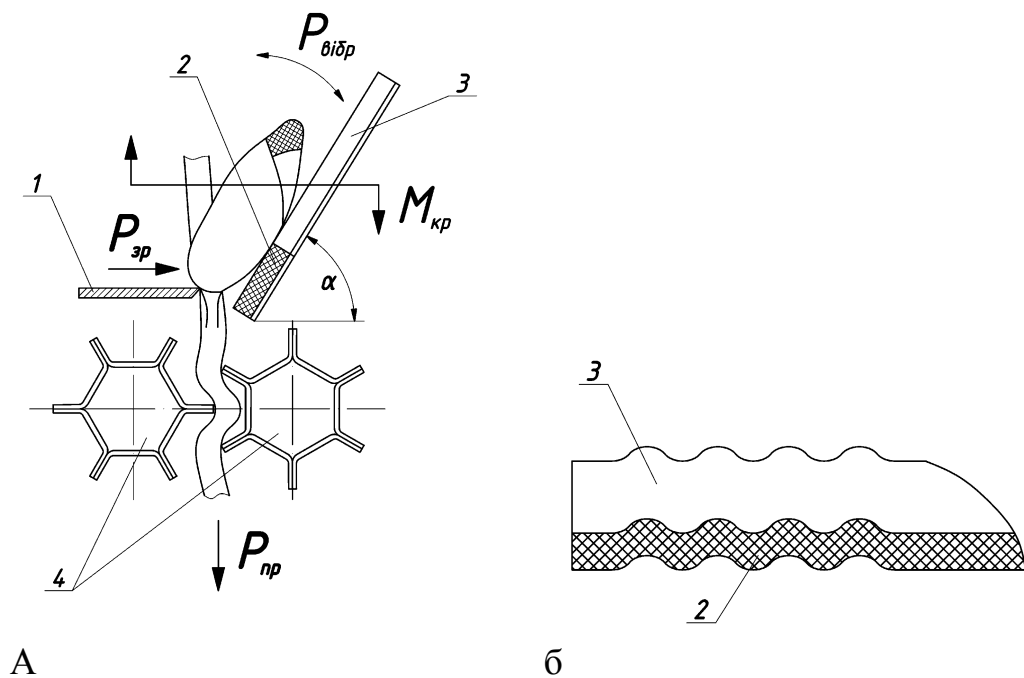


Рис. 5. Схема нового качановідокремлювального апарату:
 а – поперечний переріз; б – загальний вид вібраційної стріперної пластини;
 1 – загострена стріперна пластина; 2 – гумова стрічка; 3 – вібраційна стріперна пластина; 4 – протягувальні вальці; $P_{пр}$ – сила протягування стебла; $M_{кр}$ – крутний момент; $P_{зр}$ – сила різання плодоніжки; $P_{вібр}$ – сила вібрації

Технологічний процес запропонованого качановідокремлювального апарату проходить наступним чином. При протягування стебла вальцями 4 виникає сила протягування $P_{пр}$, яка поступово підводить качан до стріперних пластин. В момент контакту качана з похилою синусоподібною стріперною пластиною він частково розпушується та очищається від обгортки за рахунок пасивної вібрації $P_{вібр}$. В момент контакту качана з загостреною горизонтальною пластиною 1 та гумової стрічки 2 на похилій пластині 3 виникає крутний момент $M_{кр}$, який закручує плодоніжку, тим самим забезпечуючи більшу площу її підрізання загостреною пластиною 1. При цьому гумова стрічка 2 забезпечує “м’який” режим відокремлення качана за рахунок амортизації удару качана по пластинам, тим самим зменшуючи пошкодження качана.

Теоретичний аналіз технологічного процесу відокремлення качанів показав доцільність забезпечення постійного кута орієнтації качана α в межах від 45° до 65° , при якому тиск на качан буде мінімальним. За рахунок зростання згинаючого зусилля та

розтягування зусилля на відокремлення зменшуються в 1,5 – 2 рази [1].

Введенням дії різання $P_{зр}$ в зону відокремлення качанів (горизонтальна стриперна пластина загострена під кутом 75°) забезпечується створення зон високої концентрації напруги, внаслідок чого підвищується вірогідність відокремлення качанів у визначеному місці (ближче до основи качана), а зусилля на відокремлення в окремих випадках зменшується в 8 разів, що вказує на високу технологічну ефективність такого способу руйнування зв'язків качанів зі стеблами [2].

Висновки. Згідно проведених теоретичних та експериментальних досліджень запропонована принципово нова конструкція качановідокремлювального апарату в якому здійснений перехід від апаратів в яких качан відокремлюється лише за рахунок дії однієї сили на систему “стебло-плодоніжка-качан” до апаратів багатofакторної дії. Головними перевагами апарату є:

- відокремлення качана носить прогнозований характер;
- значно менша травмованість качанів та втрата врожаю вільними качанами;
- значно менше зусилля на відокремлення качана;
- виконання доочисної функції.

Література

1. *Бондаренко О.В.* Теоретичні дослідження процесу відокремлення качанів / *О.В. Бондаренко, О.І. Ракул* // Вісник аграрної науки Причорномор'я, 2006. – №4. – С. 260–267.
2. *Бондаренко О.В.* Обоснование кинематических параметров початкоотделительного аппарата пассивного вибрационного действия / *О.В. Бондаренко, О.І. Ракул* // MOTROL. – 2008, 10В. – С. 124–132.
3. *Бондаренко О.В.* Результати експериментальних досліджень відокремлення качанів качановідокремлювальних апаратом / *О.В. Бондаренко, О.І. Ракул* // Збірник науково-методичних праць. – К. : Аграрна освіта, 2008. – Вип. 14. – С. 150–154.
4. *Буянов А.И.* Физико-механические свойства растений, почв и удобрений / *А.И. Буянов* // М.: Колос. – 1972. – 366 с.
5. *Гребенюк Г.І.* Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качановідокремлювальних пристроїв кукурудзозбиральних машин / *Г.І. Гребенюк, Д.В. Кузенко, О.В. Бондаренко* // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – 1999. – Вип. 7. – С. 32–36.

6. Карпуша П.П. Оптимальні параметри качановідокремлювачів очісувального типу / П.П. Карпуша, М.І. Конопельцев // Вісник сільськогосподарської науки. – К., 1970. – № 6. – С. 40–43.
7. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов // М.: Машиностроение. – 1989. – 222 с.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КАЧАНООТДЕЛЯЮЩЕГО АППАРАТА КУКУРУЗУБОРОЧНОЙ ТЕХНИКИ

О.И. Ракул, В.Е. Пилип

Аннотация – обоснована необходимость усовершенствования качаноотделяющего аппарата существующей кукурузоуборочной техники. Рассмотрены преимущества и недостатки методов интенсификации процесса отделения качанов. Предложена принципиально новая конструкция качаноотделяющего аппарата многофакторного действия на систему «стебель – плодоножка-качан».

IMPROVEMENT OF HEAD SEPARATOR OF CORN HARVESTING MACHINES

O. Rakul, V. Pylyp

Summary

The necessity of improvement of corn head the separator of existent corn harvesting machines is grounded. Advantages and lacks of methods of intensification of process of separation of ears are considered. A new desing of the corn head separation of multifactor action on the system “stem-peduncle-ear” is proposed.

УДК 629.114.2.001.4

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ТА ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ

Назаренко О.О., інж.

Полтавська державна аграрна академія

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – викладено результати теоретичних досліджень показників машинно-тракторного агрегату на базі колісного трактора тягового класу 30 кН. Обґрунтовано раціональний спосіб регулювання паливоподачі при виконанні транспортних робіт, основного та поверхневого обробітку ґрунту, який вперше враховує завантаження машинно-тракторного агрегату і положення важеля керування паливним насосом високого тиску.

Ключові слова – математична модель, показники, витрата палива, регулювання паливоподачі, машинно-тракторний агрегат.

Постановка проблеми. Сьогодні дослідження експлуатаційно-економічних показників машинно-тракторних агрегатів (МТА) – складне організаційно-технічне завдання через відсутність необхідної техніки, обладнання, приладів і паливно-мастильних матеріалів. Тому особливого значення набуває математичне моделювання технологічних процесів за участю тракториста, машинного агрегату і різних технологічних операцій.

Аналіз останніх досліджень. Функціональна залежність динамічної системи дизель – силові та ходові частини МТА – технологічна операція отримана шляхом удосконалення математичної моделі, приведеної в роботі [1].

Дослідження тягово-динамічних процесів машинно-тракторного агрегату базуються на швидкісних, навантажувальних та регуляторних характеристиках двигуна, однак за основу теоретичних досліджень береться швидкісна характеристика двигуна при різних варіантах характеристик паливоподачі паливного насоса високого тиску[2]. При цьому обертовий момент дизеля приймає значення в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Задача даних досліджень полягає у складанні диференціальних і алгебраїчних рівнянь, які відображали б механізм перетворення вхідних та вихідних координат по кожному блоці і ланці функціональної блок-схеми динамічної системи: дизель – силові та ходові частини МТА – технологічна операція[3,4]. Сукупність таких рівнянь і опис зовнішніх дій на систему, початкових умов, функціональних залежностей представлена в даній математичній моделі.

Мета і завдання досліджень. На основі функціональної схеми з її блоками і зв'язками розроблені математичні моделі для розрахунків на ПЕОМ статичних і динамічних характеристик ПНВТ з різними варіантами регуляторів і дизеля, паливно-економічних, динамічних і екологічних показників МТА.

Перед дослідженням динамічних та економічних показників дизеля і МТА в цілому необхідно перевірити достовірність вихідних даних. Для цього виконувались розрахунки зовнішньої та декількох часткових швидкісних характеристик за рівняннями, які описують статичні характеристики дизеля та його агрегатів.

Для розрахунків перехідних процесів інтегровано систему диференційних рівнянь, які входять в математичну модель. При цьому диференційне рівняння другого порядку за допомогою перетворень до виду Коші приводиться до двох диференційних рівнянь першого порядку і задача зводиться до рішення чисельним методом системи із шести лінійних диференційних рівнянь першого порядку. Для інтегрування використовується чисельний метод Рунге-Кутта-Фельдберга.

Основна частина. На базі нелінійної математичної моделі САРЧ дизеля нами розроблена функціональна залежність розрахункових параметрів з урахуванням реальних умов експлуатації машинно-тракторного агрегату.

Вплив параметрів механізмів і систем трактора на його тягово-динамічні характеристики описані в роботі [2]. Задача наших досліджень полягає в складанні диференційних і алгебраїчних рівнянь, які описували б механізм перетворення вхідних і вихідних координат по кожному блоку і ланці функціональної блок-схеми машинного агрегату при виконанні заданого технологічного процесу.

Особливістю розробленої математичної моделі є математичний опис процесу рушання і розгону тракторного агрегату з переключенням передач з моменту включення зчеплення до моменту досягнення необхідної швидкості МТА.

Машинно-тракторний агрегат являє собою багатоланкову систему, із якої можна виділити: паливний насос, двигун, трансмісія, ходова система, машини, що агрегуються із трактором. Двигун, як джерело рушійної сили трактора, передає обертовий момент через

агрегати трансмісії (зчеплення, коробку передач, головну і кінцеву передачі) ходовій частині.

При розробці алгоритмів і програм розрахунків процесів рушання, розгону, сповільнення і усталеного руху машинного агрегату за основу бралися математичні моделі, їх алгоритми і програми статичного і динамічного розрахунків тракторного двигуна [1, 3, 4].

Удосконалена функціональна залежність динамічної системи: дизель – силові та ходові частини МТА – технологічна операція відрізняється від відомих тим, що враховує режими роботи дизеля та зміну завантаження МТА при виконанні різних технологічних процесів.

В дану функціональну залежність введені наступні рівняння:

При виконанні транспортної роботи трактором з чотирма ведучими колесами сила тяги на гаку трактора визначалась за формулою

$$P_{\text{гак}} = \frac{G_T \cos \alpha (L - a + a_f) \pm G_T h_y \sin \alpha \pm G_f \delta_A h_y \frac{dv}{dt} \pm \left[\frac{I_3 \frac{dv}{dt}}{r_3 (1 - \delta_3)} + \frac{I_f \frac{dv}{dt}}{r_f (1 - \delta_f)} \right]}{(L - a_3 + a_f) \left\{ \frac{1}{\lambda (\varphi_f - f_f) + \varphi_3 - f_3} - \frac{\cos mt [tg \beta (L + l + a_f) + h_{\text{ед}}]}{L + a_3 + a_f} \right\}}$$

де m – період зміни сили тяги на гаку;

t – поточний час;

φ_P, φ_3 – коефіцієнти зчеплення передніх і задніх коліс;

$h_{\text{кр}}$ – висота точки причепа;

β – кут нахилу лінії тяги до горизонту;

l – відстань від осі задніх коліс до точки причепа;

h_y – вертикальна координата центра ваги трактора;

a – повздовжня координата центра ваги трактора;

a_P, a_3 – відстань точок прикладення нормальних навантажень на осі передніх і задніх коліс;

δ_P, δ_3 – коефіцієнт буксування передніх і задніх ведучих коліс трактора;

L – повздовжня база трактора;

λ – коефіцієнт розподілу навантаження.

Сила опору ґрунтообробних машин при виконанні основного обробітку ґрунту

$$P_{\text{аае}} = \hat{e}_c \cdot b \cdot h \cdot i \pm G_{f \text{Е}} \cdot c \frac{i}{100},$$

де κ_c – питомий опір робочого органу ґрунтообробної машини;

b – ширина захвату робочого органу сільськогосподарської машини;

h – глибина обробітку ґрунту;

n – кількість робочих органів ґрунтообробної машини;
 $G_{ПЛ}$ – вага ґрунтообробної машини;
 c – поправочний коефіцієнт, який враховує вагу ґрунту на робочих органах ґрунтообробної машини;
 i – нахил місцевості.

Сила опору ґрунтообробних машин при виконанні поверхневого обробітку ґрунту

$$P_{\text{аііе}} = \sqrt{k^2 \left[\left(\frac{\alpha'}{180} \right) \pi r_K B_K \varepsilon \right]^2 - G_M^2},$$

де k – робочий питомий опір сільськогосподарської машини;
 B_K – конструктивна ширина захвату сільськогосподарської машини;

G_M – вага сільськогосподарської машини;
 ε – коефіцієнт, що враховує особливості поверхні робочих органів;

α' – кут активного контакту поверхні робочого органу з ґрунтом.

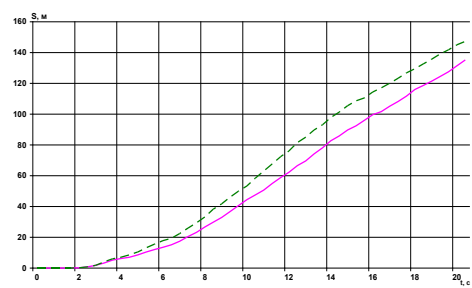
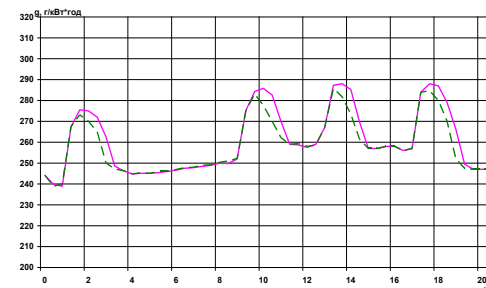
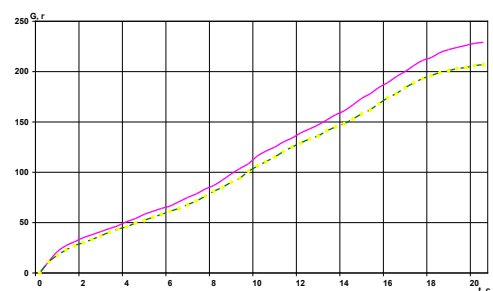
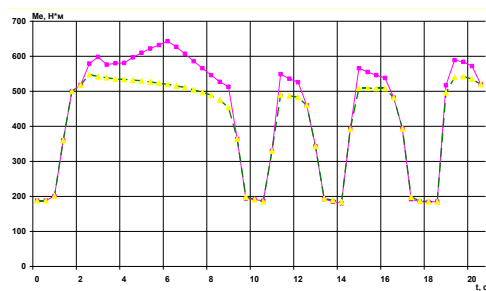
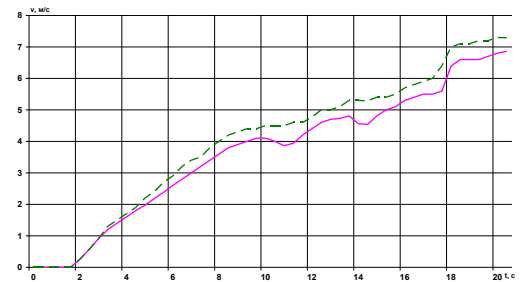
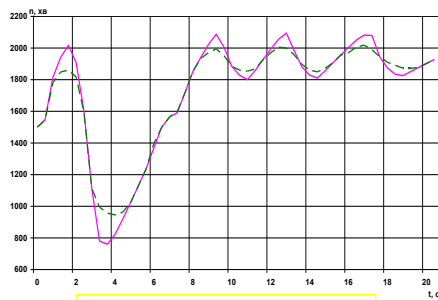


Рис. Розрахункові перехідні процеси МТА Т-150К+ РЖТ-8 з дослідною системою зміни характеристик паливоподачі

— Всережимне регулювання

— Двохрежимне регулювання

У свою чергу гакова потужність витрачається на виконання технологічної операції

$$N_{\text{аіе}} = \frac{P_{\text{аіе}} \nu_p}{0,75 \cdot 10^3},$$

де $P_{\text{зак}}$ - тяговий опір, Н;

ν_p - робоча швидкість агрегату, м/с.

Тоді погектарна витрата палива агрегатом матиме вигляд

$$g_{\text{аі}} = \frac{3,7 \cdot 10^{-3}}{B_p} \left(\frac{45 \cdot 10^3 n_{\text{аі}}^3 g_{\text{аі}}}{\nu_p} + \frac{c P_{\text{аіе}}}{\eta_T} \right).$$

За результатами теоретичних досліджень, отриманих при виконанні розрахунків розгону транспортного МТА побудовані залежності динамічних та економічних показників в залежності від часу розгону агрегату (рис.).

Під час проведення теоретичних досліджень було встановлено, що при дворезимному регулюванні пройдений шлях та час розгону з місця склав на 13,3 % і 11,4 % менше в порівнянні з всережимним регулюванням.

Різниця у витратах палива полягає в тому, що при всережимному регулюванні під час перехідних процесів дозатори ПНВТ виходять на зовнішню швидкісну характеристику, що призводить до подачі в циліндри двигуна надмірної кількості палива.

Висновки. Розрахунок та аналіз перехідних процесів МТА з дослідною системою регулювання паливopодачі під навантаженням $H_{\text{HT}}=0,5$ показали зниження середньої питомої ефективної витрати палива з $g_e=273$ г/(кВт·год) до $g_e=262$ г/(кВт·год).

Під час проведення теоретичних та експериментальних досліджень було встановлено, що при дворезимному регулюванні пройдений шлях та час розгону з місця на 13,3 % і 11,4 % менше в порівнянні з всережимним регулюванням.

Література

1. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования: дис. ... докт. техн. наук / А.Ф. Головчук // Киев, 1992. – 654 с.
2. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов / Г.М. Кутьков. – М. : Машиностроение, 1980. – 215 с.
3. Головчук А.Ф. Розробка та дослідження системи переключення режимності роботи двигуна колісних тракторів / А.Ф. Головчук, Р.М. Харак, О.О. Назаренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії – Вип. 40. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – 240 с.

4. *Назаренко О.О.* Теоретичне дослідження системи переключення режимності роботи двигуна колісних тракторів / *О.О. Назаренко* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Випуск 59: “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Том 2. – Харків, 2007. – С. 356–362.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Назаренко А.А.

Аннотация – изложены результаты теоретических исследований машинно-тракторного агрегата на базе колесного трактора тягового класса 30 кН. Предложен рациональный способ регулировки топливоподачи при выполнении транспортных работ, основного и поверхностного возделывания почвы, который впервые учитывает загрузку МТА и положение рычага управления топливным насосом высокого давления.

MATHEMATICAL MODELING OF DYNAMIC AND ECONOMIC PARAMETERS OF MACHINE – TRACTOR UNITS

A. Nazarenko

Summary

Results of theoretical research of the machine-tractor unit (MTU) on the base of the a wheeled tractor of the 30 кN traction class are considered. A rational way of the fuel supply adjustment at conduction of transportation, basic and superficial cultivation of land is offered. For the first time takes into account load of MTU and a position of the governing lever of the fuel injection pump.

УДК 621.928.9

ПЕРСПЕКТИВИ ВПРОВАДЖЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНОГО ПИЛОПОВІТРЯННОГО ОБЛАДНАННЯ В ВУГІЛЬНІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

Проскуріна І. В., інж.

Донбаський державний технічний університет, м. Алчевськ

Тел. (0619) 42 -04-42

Анотація – у статті наведені дані, про неможливість вловлювати дрібнодисперсний пил. Тому запропонована принципово нова конструкція відцентрово-інерційного пиловловлювача, випробування якого дозволяють стверджувати про підвищення ефективності уловлювання такого пилу на 2-3% і зменшення енерго- і металоемності.

Ключові слова – вугільне виробництво, пересипні ділянки, циклон, пил, ефективність, ГДК, гідравлічний опір.

Постановка проблеми. В останнє десятиріччя техногенна ситуація в Україні значно погіршилась. Дивлячись на мапу України можна побачити, що к найбільш техногенним областям відносяться Донецька та Луганські області. Донбас – це крупний промисловий регіон України, котрий забеспечує більшу частину промислового виробництва держави, у тому числі в найбільш екологічно небезпечних галузях.

На сучасному етапі розвитку України спостерігається загострення проблем в сфері умов праці, що зумовлено зростанням кількості робітників, працюючих або в важких, або в шкідливих умовах.

Промислова безпека та охорона праці шахтарів перебувають у незадовільному стані і характеризуються високим рівнем виробничого травматизму, у тому числі зі смертельними випадками [1]. У першу чергу це пов'язано з надзвичайно складними гірничо-геологічними умовами вуглевидобутку, а також низьким порівняно з показниками провідних вугільних держав, рівнем її технічного і технологічного забезпечення.

Вугільний пил утворюється при наступних виробничих операціях: відбійки вугілля комбайнами та вибухові роботи; буріння шпурів; навантаженні вугілля навантажувальними

машинами; транспортованні вугілля конвеєрами; навантаженні на вантажних і розвантажувальних пунктах.

Інтенсивне пилоутворення при роботі з вугіллям значно підвищує небезпеку ведення робіт в умовах шахт, небезпечних по пилу.

Проти утворення вугільного пилу приймаються наступні заходи боротьби: 1 - зволоження вугільних пластів (попереднє нагнітання води в пласт); 2 - зрошення, пневмогідроорошення; 3 - водяні завіси; 4 - водоповітряні ежектори; 5 - гідрореактивні розпилювачі; 6 - пиловловлення (пиловідсмоктувач, спорудження кожухів на пересипах, тканинні перегородки); 7 - знепилюючі провітрювання; 8 - гострий ріжучий інструмент.

На сьогоднішній день засоби пилоподавлення практично не приймаються при транспортуванні вугільної маси на конвеєрних стрічках з використанням пересипних ділянок.

Дослідження проблем, пов'язаних із забезпеченням сприятливих умов праці, вивченням причин виникнення виробничого травматизму та професійних захворювань є одним з актуальних напрямів сучасної науково-дослідної роботи.

Аналіз останніх досліджень. У наш час уже неможливо представити технологічний процес, у якому не були б початі спроби ліквідувати або хоча б зменшити виділення пилу на робочих місцях[3]. Однак, як показують дослідження, ще далеко не у всіх випадках заходи, які застосовуються дають очікуваний ефект, що пов'язане з недостатньою обґрунтованістю теорії утворення й виділення пилу при перевантаженні сипучих матеріалів і використанні установок обезпилення в кожному конкретному випадку [2].

Відповідно до результатів вимірів на різних виробництвах, дисперсний склад вугільного й коксового пилу досить різний.

Графічне зображення дисперсного складу пилу у вигляді інтегральних кривих розподілу частинок по розмірах наведено на рис.1. Кожна точка кривої показує відносний вміст частинок з розмірами більшими або меншими даного розміру. Розподіл частинок за розмірами, більшості промислових пилів, підкоряється логарифмічно-нормальному закону і зображується на ймовірнісно-логарифмічній координатній сітці, (ЙЛСК), де по осі абсцис у логарифмічному масштабі відкладають значення діаметрів частинок i , а по осі ординат – значення функції логарифмічно-нормального закону розподілу (функції Гауса): (d - розмір частинок, мкм; D - ймовірність появи частинок, менших за d , %).

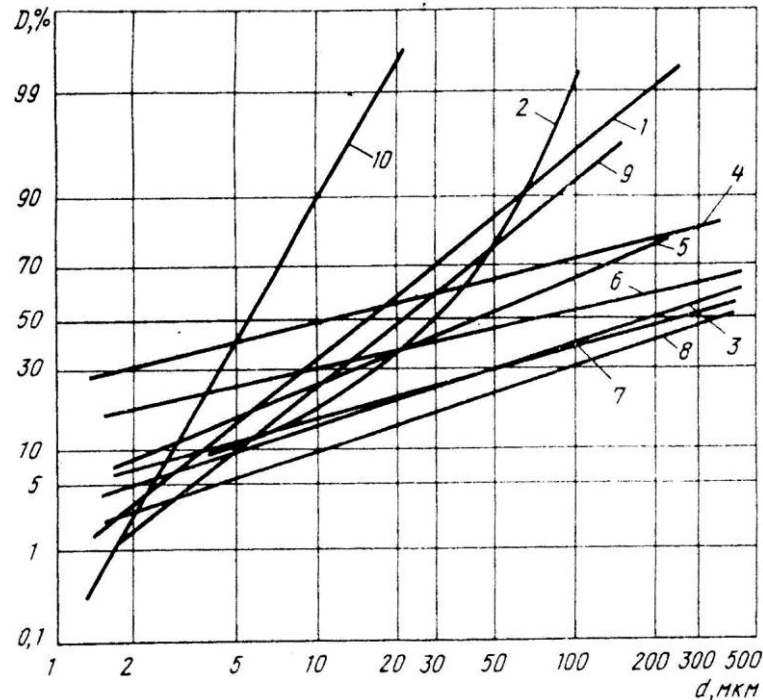


Рис.1. Дисперсний склад вугільного й коксового пилу

1 - вугільний пил, аспіраційна система перевантажувального вузла №5 Алтайського КХЗ; 2 - вугільний пил, що осів з повітря підготовки вугілля (транспортер И-20), НТМК (седиментація); 3 - коксовий пил, аспіраційна система вузла вивантаження УСГК Кемеровського КХЗ; пил у газах видачі батареї №4 Алтайського КХЗ; 4 - коксовий пил, аспіраційна система вузла вивантаження УСГК батареї 6 ЗСМК; 5 - коксовий пил, аспіраційна система вузла вивантаження УСГК (кожух транспортера) батареї 6 ЗСМК; 6 - коксовий пил, аспіраційна система вузла вивантаження УСГК батареї 9-10 ЧерМК; 7 - коксовий пил, аспіраційна система вузла перевантаження №29 ДоЧерМК; 8 - коксовий пил, аспіраційна система валкового гуркоту батареї 9-10 ЧерМК; 9 - вугільний пил, аспіраційна система перевантажувального вузла №10 вуглезбагачувального цеху ЗСМК; 10 - те ж, після очищення в трубі Вентурі

Інтенсивність пилоутворення і запиленість повітря залежать від наступних факторів: фізико-механічних властивостей вугілля і порід, способу руйнування вибою, швидкості проведення виробки, способу навантаження і застосовуваних засобів доставки зруйнованої гірської маси, ефективності застосовуваної системи провітрювання забою і засобів пилопригнічення.

Нас цікавить вугільний пил, який, як правило, мало абразивний, і на практиці не відзначено випадків інтенсивного зношення устаткування при контакті з ним. Для коксового пилу, за даними Кузнецької філії ВУХІНа, абразивність досягає 60 ум.од. (абразивність графіту прийнята за 1 ум.од.). Висока абразивність

коксового пилу призводить до виходу з ладу циклонів типу ЦН-11 за 5-6 міс. експлуатації.

Аналіз явищ, які відбуваються при перевантаженні сипучих матеріалів з конвеєра на конвеєр, показує, що перевантажується матеріал, який при своєму русі захоплює (ежектує) за собою навколишнє повітря. Математичний опис ежекції повітря матеріалом, який перевантажується, носить емпіричний характер [3]. Тому в кожному конкретному випадку потрібен свій підхід до визначення кількості ежектованого повітря, в якому утримується пил різних фракцій великої концентрації.

При висоті перевантаження від 0,8 м і більше в якості пилоочистних апаратів застосовується апарат роторно-інерційного принципу дії, а при висоті перевантаження більше 3 м і більше раціональним є застосування відцентрового апарата.

Наступне вдосконалення установок нам представляється в такий спосіб: поліпшити схеми очищення пилогазової суміші з застосуванням апаратів, здатних високоефективно вловлювати дрібнодисперсний пил. На першому етапі пріоритетним стало не стільки загальне зниження валових викидів, скільки скорочення викидів найбільш токсичних компонентів і викидів з низькорозміщених джерел. Застосування сухого очищення запиленого повітря у високоефективних апаратах сучасної конструкції дозволяє гарантовано забезпечити зниження викидів в атмосферу до 20–40 мг/м³.

Аналізуючи вищенаведене, ми чітко можемо визначити, що на сьогоднішній день для забезпечення санітарно гігієнічних вимог охорони довкілля не існує апаратурної підтримки для створення норм викидів шкідливих речовин. Найкращі з існуючих для цієї мети установок не в змозі справитися з цією задачею. Тому нами була поставлена мета створити установки здатні високоефективно вловлювати дрібнодисперсний пил.

Мета роботи. Створення схеми установки очистки повітря від пилу в вугільній промисловості на пересипних ділянках з використанням апарату принципово нового типу, в якому досягається значне підвищення ефективності пилоочистки від дрібнодисперсного пилу при зменшенні гідравлічного опору і габаритів пиловловлювача.

Виклад основного матеріалу. При недостатній висоті перевантаження, яка вимагає додаткової енергії для руху аеросуміші, нами запропоновано застосування відцентрово-інерційного апарату, який дозволяє збільшити швидкість руху пилоповітряного потоку й створити розрідження в укритті пристрою.

Нами розроблена технологічна схема перевантажувального пункту при відробці виймальної ділянки 29 східної Орловської лави 43 горизонту 617 м, шахти «Молодогвардійська», розташованій на

території адміністративного району м.Краснодону Луганської області України, загальний вигляд якої наведений на рис.2.

Для експериментального дослідження дослідно - промислової установки, наведеної на рис. 2 був проведений весь комплекс досліджень, згідно з вимогами [4].

Установка для очистки повітря від пилу складається з герметичних укриттів: для верхньої частини конвеєра 1 і для нижньої частини його 2, вертикального каналу 3, відцентрово-інерційного апарата для очистки повітря від пилу з жалюзі складної конфігурації 4, підводного патрубку 5 для відбирання пилоповітряного потоку з конвеєра і патрубку 6 для відводу очищеного в апараті 4 повітря назад у верхню частину конвеєра, патрубку 9 для відводу виділеного з потоку пилу в бункер апарата 10. Герметичні вкриття верхнього й нижнього конвеєрів типові, з покращеною конструкцією бічних і торцевих ущільнень 8.

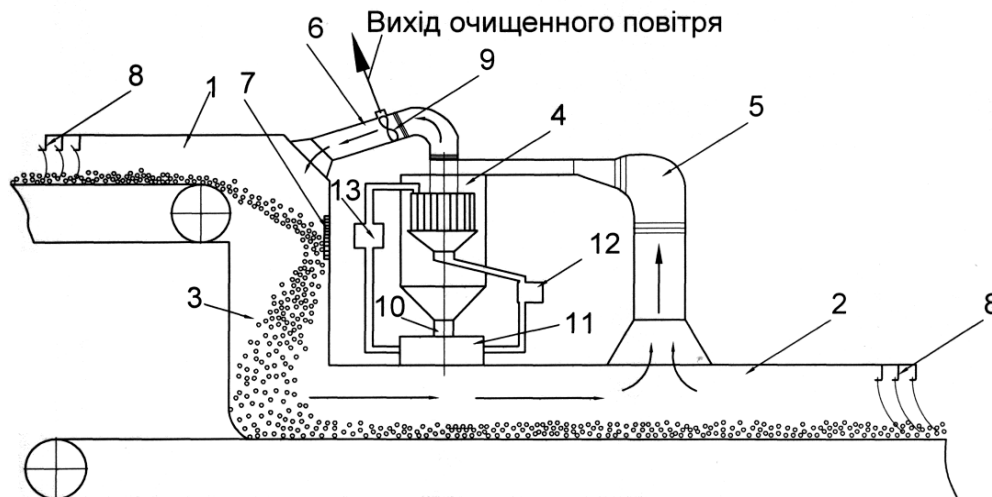


Рис.2. Установка обезпилення повітря з відцентрово - інерційним пиловловлювачем

Торцеві ущільнення 8 являють собою еластичні елементи, що контактують із гірською масою, що транспортується, і утворюючі шлюзові камери, що сприяють вирівнюванню тиску повітря, що знаходиться в укритті. Конструкція торцевих ущільнень не перешкоджає транспортуванню гірської маси. Канал-тічка являє собою герметичний канал, який зв'язує як подаючий, так і приймальний стрічкові конвеєри без порушення раніше прийнятої технології перевантаження.

Технологія вловлювання й осадження пилу полягає в наступному. Гірська маса, яка перевантажується з подаючого конвеєра на прийомний у каналі-тічці, передаючи свою енергію навколишньому повітря, ежектує його. Утворений пилоповітряний потік через нижнє укриття й повітропровід 5 надходить в апарат

пиловловлення. У нижній частині апарата є пилозбірник. Пил, який осів в пилозбірнику періодично забирається шляхом автоматичного відкриття шибера. Повітряний потік з невідокремленим пилом повертається у верхнє укриття й бере участь у повторному очищенні й відділенні за рециркуляційною схемою. Зв'язок пилу з атмосферою, а отже й підвищення запилення повітря на робочих місцях відсутній.

Запропонована схема є вдосконаленою схемою існуючої установки, в якій апарат пиловловлення замінений на відцентрово-інерційний пиловловлювач з жалюзі складної конфігурації.

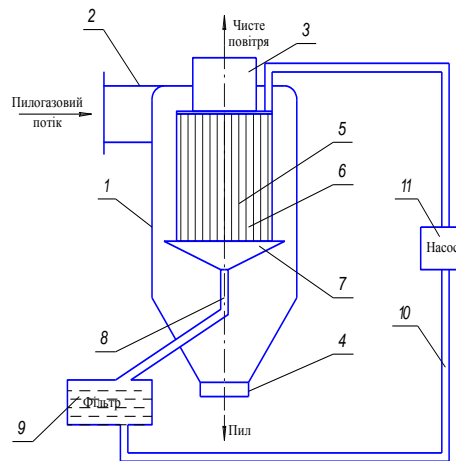


Рис.3. Мокрий пиловловлювач

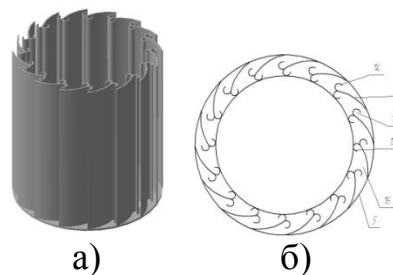


Рис. 4. Жалюзійний відокремлювач: а) модель; б) переріз

Пилоповітряна суміш через тангенційний вхідний патрубок 2 (рис.3) вводиться в простір, утворений корпусом апарата 1 і жалюзійним відокремлювачем 5, де за рахунок дії відцентрових сил після входу в апарат тангенційно через патрубок 2 розділяється на два гвинтоподібних потоки: перший - вздовж стінки корпуса 1, другий - навколо жалюзійного відокремлювача 5. У другому потоці частинки пилу не встигають за рухом повітря, яке круто повертає в щілини між жалюзі 6 відокремлювача, через наявність сил інерції: які діють на них, попадають на жалюзі 6, відбиваються від них доти, доки не відіб'ються до стінки корпуса апарата 1 і не підхопляться першим потоком, що рухається до пиловипускного патрубка 4.

Крім того, виконання частини корпусу конічною запобігає подальшому змішуванню виділеного пилу, що рухається вздовж стінки корпусу, з потоком, що йде на доочистку в відокремлювачі за рахунок збільшення відстані між ними.

Більш дрібні частинки пилу захоплюються потоком повітря до жалюзійного відокремлювача 5 (рис.4). Повітря проходить інерційний відокремлювач 5 крізь щілини 16, що розміщені між жалюзі 6 і пастками 14. При цьому повітря робить різкий поворот малого радіуса на кут більший за 90° , але менший за 180° . Дрібні частинки пилу також виконують поворот в напрямку щілини 16, але, завдяки силі інерції, радіус повороту в них значно більший, ніж у повітря, за рахунок чого дрібні пилові частинки пролітають мимо щілини 16, стикаються з жалюзі 6, відбиваються від них або сповзають по їх поверхні (залежно від маси і пружності частинок, місця їх попадання на жалюзі та кута, під яким відбувається удар частинки з жалюзі) і попадають у вхідну щілину пасток 12. Якщо пилова частинка дуже сильно відіб'ється від жалюзі 6, вона знову попадає до пилоповітряного потоку, що обертається навколо жалюзійного-відокремлювача, знов вдаряється об одну з наступних жалюзі доти, доки не попадуть в щілину пастки 12. Частинки пилу, попавши в пастки через вхідні щілини 12, рухаються в них спочатку вздовж каналу пастки 14 вниз, де знов попадають у пиловий потік великодисперсних фракцій пилу, який рухається паралельним курсом зверху вниз вздовж стінки корпусу апарата і транспортується через пиловипускний патрубок 4 в бункер для збирання пилу. Із жалюзійного відокремлювача 5 очищене повітря, що пройшло крізь щілини 16 через вихлопну трубу 3, викидається назовні.

Очищений від великодисперсного пилу потік, доочищений додатково в другій ступені очищення - жалюзійному відокремлювачі 5, проходить через щілини 16 між жалюзі 6 усередину відокремлювача 5 і попадає під дію четвертої ступені очищення - потоком води, який рухається вздовж жалюзі 6 по її внутрішній стороні. Пил, який не відбився від жалюзі 6 назад у корпус апарата і пролетів мимо вхідної щілини пастки 12, проноситься всередину жалюзійного відокремлювача 5 і попадає у водяний потік, який рухається вздовж поверхні жалюзі 6 по каналу 14, утвореному пасткою 13. Вода подається через систему водопостачання, яка складається з трубопроводу 10 і насоса 11, після очищення у фільтрі 9 до форсунок для води, розташованих у верхній частині жалюзі 6 на рівні нижнього краю патрубку для виходу очищеного повітря 3, через які розпилюється на жалюзі 6 відокремлювача 5. Вода після попадання на жалюзі 6 у верхній їх частині опускається вниз по її внутрішній поверхні по вертикальному каналу 14, утвореному

пасткою 13 жалюзі 6, і при цьому захоплює дрібнодисперсні частинки пилу, які несуться разом з потоком, і транспортує їх вниз у конічне дно 7 - для збору пиловодяної суміші, звідки по трубопроводу 8 - у фільтр 9, де відбувається відокремлення пилу від води. Після цього очищена вода по трубопроводу 10 за допомогою насоса 11 подається примусово до форсунок для води, розташованих на рівні нижнього краю патрубка для виходу очищеного повітря 3.

Перевагою запропонованого пиловловлювача є те, що він має третю ступінь очищення - у пастці 12, тобто пил, який не відбився жалюзі 6 назад всередину корпусу апарата, проскакує в щілину 16 між жалюзі і попадає у вхідний отвір пастки 12 жалюзі 6, звідки вже самостійно вибратися не може і опускається під дією сили ваги зверху вниз по каналу 14 пастки 12, розташованому із зовнішньої вигнутої сторони жалюзі аж до нижнього краю жалюзійного відокремлювача 5, де змішується з потоком великодисперсних фракцій пилу, який рухається паралельним курсом зверху вниз вздовж стінки корпусу апарата і транспортується через пиловипускний патрубок 4 в бункер для збирання пилу.

Істотною перевагою запропонованого пиловловлювача є те, що він має четверту ступінь очищення - мокру очистку. Вода подається форсунками 9 на кожну жалюзі 6 з її внутрішньої сторони (сторони, яка повернута до осі апарата) всередину пастки 13 її і під дією сили ваги опускається по кожній жалюзі по каналу 15, утвореному пастками 13 жалюзі зверху вниз в напрямку до пиловипускного патрубка 4, проходячи через конічне дно 7, патрубок 8 до фільтра 9 для очищення води від дрібнодисперсного пилу в бункер фільтра (на кресленні не показаний), і патрубок 10 за допомогою насоса 11 знов до форсунок для води у верхню частину відокремлювача, тобто в прототипі процес очистки повітря від пилу відбувається в два етапи, і той дрібнодисперсний пил, який проноситься потоком через отвори 16 між жалюзі 6 відокремлювача 5 вже не вловлюється і виноситься назовні через патрубок 3 виходу очищеного повітря.

У запропонованій конструкції апарату мокра доочистка повітря водою, що рухається по внутрішній стороні жалюзі 6 дозволяє виділити з потоку найдрібніші частинки пилу, які є найнебезпечнішими і звичайно тим самим збільшити ефективність пиловловлення.

Результати дослідження дослідно-промислової установки запропонованої конструкції апарата у виробничих умовах наведено на графіках (рис.5, 6).

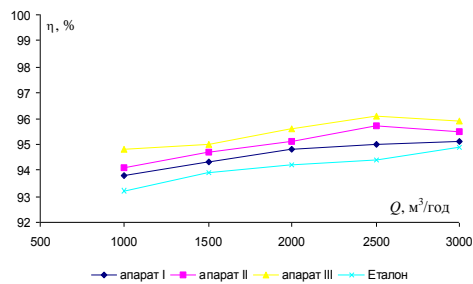


Рис.5 Залежність ефективності пилоловлення від витрат повітря

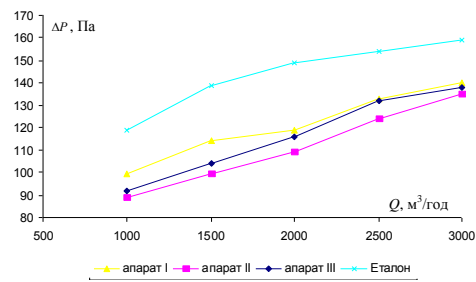


Рис.6 Залежність гідравлічного опору від витрат повітря

Дослідження проводились для апаратів різних конструкцій в порівнянні з циклоном ЦН-11. Апарати 1 та 11 типу в даній роботі не описані.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Завдяки запропонованим вдосконаленням, вдалося досягти значного збільшення (на 2-3%) ефективності вловлення дрібнодисперсного пилу у порівнянні з діючими схемами пилоловлення, зменшивши при цьому гідравлічний опір (енергоємність) і витрати матеріалу (металоємність).

Ефективність пилоочисного апарату, якій входить в склад схеми обезпилення на пересипах конвеєрних ліній дозволяє досягти вимоги санітарно-гігієнічних норм, де гранично-допустима концентрація (ГДК) дорівнює 6 мг/м^3 , та знизити запиленість робочої зони до допустимих меж.

У даній час проводиться впровадження запропонованої схеми очистки повітря від пилу з новим пилоловлюючим обладнанням на пересипних ділянках агломераційного цеха виробництва ОАО «АМК».

Література

1. Белов С.В. Охрана окружающей среды / С.В.Белов, Ф.А.Барбинов, А.Ф.Козьяков и др.; [под ред. С.В.Белова]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1991. – 319 с.
2. Экотехника. Защита атмосферного воздуха от выбросов пыли, аэрозолей и туманов / [под ред. Л.В.Чекалова]. – Ярославль: Русь, 2004. – 424 с.
3. Страус В.Д. Промышленная очистка газов / В.Д. Страус. – М. : Мир, 1981. – 616 с.
4. Единая методика сравнительных испытаний пылеуловителей для очистки вентиляционного воздуха. – Л. : ВНИИОТ ВЦСПС, 1967. – 103 с.
5. Батлук В.А. Принципово нові перспективні методи очистки повітря від дрібнодисперсного пилу / В.А. Батлук, Н.В. Ступницька, І.В. Проскуріна, Ю.Г. Кисіль // Наукові вісті. Спеціальний випуск матеріалів IV

міжнародної науково-технічної конференції «Еколого-економічні проблеми карпатського євро регіону». – Івано-Франківськ: ЕЕП КЄ, 2007. – С. 21–25.

ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО ПЫЛЕВОЗДУШНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В УГОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Проскурина И.В.

Аннотация - в статье приводятся данные о невозможности сегодня улавливать мелкодисперсную пыль. Поэтому предложена принципиально новая конструкция центробежно-инерционного пылеуловителя, испытания которого позволяют утверждать о повышении эффективности улавливания такой пыли на 2-3% и уменьшении энерго- и металлоёмкости.

PERSPECTIVE OF THE INTRODUCTION OF THE HIGH- PERFORMANCE AIR-AND-COAL EQUIPMENT AT THE COAL-MINING INDUSTRY

I. Proskurina

Summary

Information about impossibility to filter fine dust is given in the article. Thus a new design of the centrifugal-inertial dust filter is offered, tests of which allow to claim the increase of efficiency of catching of such dust by 2-3% and savings of energy - and metal.

УДК 629.114.2

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ РАЗДЕЛЕНИЕМ ПОТОКОВ КАРТЕРНЫХ ГАЗОВ

Молодан А.А., инж.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – предложена методика определения процентной доли картерных газов из их общего числа, приходящихся на узел головки цилиндра «стержень клапана – направляющая втулка» на примере двигателя КамАЗ-740.

Ключевые слова – картерные газы, цилиндропоршневая группа, клапанный механизм, потоки картерных газов.

Постановка проблемы. Одним из важнейших элементов двигателя является цилиндропоршневая группа (ЦПГ), на ее долю приходится около 34-43% отказов (прорыв газов в картер двигателя). Для предупреждения возникновения отказов ЦПГ необходимо периодически проверять ее техническое состояние. Техническое состояние ЦПГ наиболее эффективно может оцениваться методом измерения утечки картерных газов.

Суть этого метода заключается в следующем: при износе деталей цилиндропоршневой группы (цилиндров, поршневых колец, поршней) или при появлении другой неисправности (поломка колец, закоксовывание колец, задиры цилиндров) нарушается герметичность надпоршневого пространства цилиндров двигателя. Поскольку функцию герметичности надпоршневого пространства обеспечивает не только ЦПГ, но и клапанная группа, необходимо учитывать в процессе диагностирования двигателя и такой структурный параметр, как зазор между клапаном и седлом, то есть герметичность клапана.

По мере того как часть газов из надпоршневого пространства может выходить либо во впускной или в выпускной коллектор через вышеуказанные зазоры, в зависимости от степени износа манжетных уплотнений и узла головки цилиндра «стержень клапана – направляющая втулка» картерные газы попадают в картер двигателя на различных этапах работы двигателя, особенно при такте выпуска отработавших газов.

Анализ основных исследований. Обзор литературы [1-5] показал, что для диагностирования цилиндропоршневой группы применяют различные методы и разнообразные, диагностические средства, которые, непрерывно совершенствуются благодаря новейшим достижениям науки и техники.

В настоящее время методы и средства технической диагностики позволяют определить техническое состояние механизмов автомобиля на момент диагностирования и не позволяют сразу же получить сведения о их безотказной работе. Тогда как измерение такого диагностического параметра, как «прорыв газа в картер», позволяет достаточно верно судить о мощности двигателя (основной рабочий параметр), о расходе топлива и масла (экономический параметр), о пусковых качествах двигателя и о техническом состоянии всех деталей цилиндропоршневой группы.

Техническое состояние же головки цилиндров, а именно клапанов и установочных мест под клапана, которые непосредственно влияют на определение количества газов в картере, определить сложно. В литературе [1] пренебрегают этим параметром и считают, что клапана идеально уплотняют надпоршневое пространство. И когда определяется количество газа [2, 4], прорывающегося в картер двигателя через зазоры в цилиндропоршневой группе никогда не учитывается та доля газов, попадающих в картер двигателя через зазоры в узле «стержень клапана – направляющая втулка» будь то во время сжатия и рабочего хода в цилиндре через зазоры между клапаном и седлом или во время выпуска отработавших газов.

Формулировка целей статьи. Целью исследования является повышение точности оценки технического состояния цилиндропоршневой группы путем разделения потоков картерных газов и уточнения процентной доли газов, проходящих сквозь зазоры клапанного механизма головки цилиндра. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи исследования:

- определить рабочие параметры при тактах сжатия, рабочего хода и выпуска отработавших газов из цилиндра;
- определение скорости и количества газов, проходящих сквозь зазоры в узле «стержень клапана – направляющая втулка» на всех режимах работы дизельного двигателя;
- определение процентной доли картерных газов, приходящихся на клапанный механизм головки цилиндра на примере двигателя КамАЗ-740;
- определить влияние погрешности измерения количества «картерных» газов на прогнозирование технического состояния цилиндропоршневой группы дизельного двигателя.

Основной материал. При определении процентной доли газов из

надпоршневого простору, проходящих через зазори в клапанном механизме головки цилиндра в картер двигателя необходимо рассмотреть возможные случаи, когда газы могут проходить через вышеуказанные зазоры.

При рассмотрении вариантов, когда газы могут проходить сквозь зазоры в клапанном механизме головки цилиндров надо учитывать пробег и возраст двигателя, т.к. при определенном пробеге у различных двигателей происходит в результате износа в паре трения «стержень клапана – направляющая втулка» увеличивается зазор и в зависимости от того, установлена ли манжета в этом узле газы начинают проходить в картер двигателя. Газы из надпоршневого пространства сквозь зазоры в клапанном механизме могут попадать в картер как минимум в двух случаях. Первый случай, когда газы выходят из надпоршневого пространства сквозь зазоры между клапаном и седлом, попадая соответственно во впускной и выпускной коллекторы и далее через узел трения «стержень клапана – направляющая втулка» и затем в картер двигателя. Второй случай, когда во время такта выпуска отработавших газов, газы из надпоршневого пространства попадая в выпускной коллектор, испытывая силу сопротивления выпускной системы, проходят через узел трения «стержень клапана – направляющая втулка» и затем в картер двигателя.

Необходимо разобрать оба случая и оценить количество «картерных» газов, проходящих через зазоры в клапанном механизме в картер двигателя. В своей статье мы будем рассматривать дизельный двигатель КамАЗ-740.

В качестве исходных данных для расчета нагрузочных дроссельных устройств (диафрагм) принимались значения недостающей индикаторной мощности одного работающего цилиндра, при бестормозном нагружении.

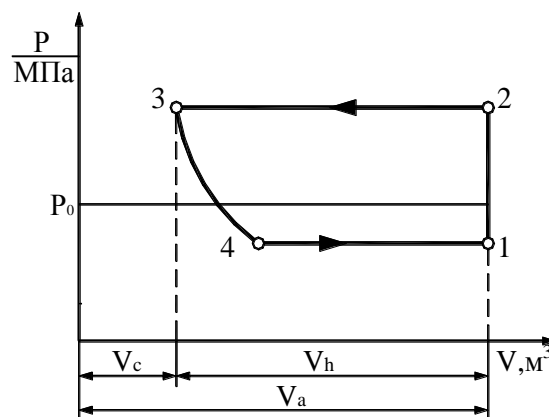


Рис. 1. Теоретический цикл заряда на выпуске:

P_0 - давление окружающей среды; P_1 - абсолютное давление на изобарном впуске; P_2 - абсолютное давление на выпуске

Выбор системы понятий и обозначений имеет существенное значение для практического применения расчетного метода. Трудность полного изложения этого вопроса заключается в большом разнообразии возможных систем и в громоздкости полного их анализа и обоснования наилучшей системы.

Принятая система заключается в следующем:

1. В течение бесконечно малого промежутка времени dr вследствие движения поршня происходит изменение dV объема цилиндра. Это изменение, как известно [6], независимо от протекания других процессов.

2. За тот же промежуток времени происходят изменения давления и температуры в цилиндре, связанные между собой адиабатической зависимостью $T_p^{\frac{1-k}{k}} = const$, или в дифференциальной форме

$$\partial_{\dot{a}\dot{a}}T = \frac{k-1}{k}T \frac{\partial p}{p}.$$

3. За тот же промежуток времени и цилиндр входит газ, объем которого $\partial_{\dot{a}}V$ измеряется при давлении в цилиндре и при фактической температуре, которую этот газ имеет после входа в цилиндр, без учета смешивания и теплообмена с газом, ранее находившимся в цилиндре.

4. За тот же промежуток времени из цилиндра выходит газ, объем которого $\partial_{\dot{a}}V$ также измеряется при давлении в цилиндре и при температуре, которую выходящий газ имел до выхода.

Выражение для элементарного объема $\partial_{\dot{a}}V$ выходящего газа получим следующим образом. Предположим [6], что протекание газа через выходное отверстие происходит адиабатически. Отклонения от этого допущения действительных процессов истечения газов в двигателях ничтожны. Если потребуется учесть теплообмен при истечении, а также сообщение тепла газу, вследствие трения (внутреннего и внешнего), то это может быть выполнено выбором численного значения коэффициента расхода.

При этом предположении скорость газа в минимальном сечении струи после отверстия (рис. 2) определяется одной из следующих формул, известных из термодинамики [6]

$$\omega_{\dot{a}\dot{\delta}} = \sqrt{2gR_{\dot{a}}T_{\dot{a}} \frac{k_{\dot{a}}}{k_{\dot{a}} - 1} \left[1 - \left(\frac{p_{\dot{a}}}{p} \right)^{\frac{k_{\dot{a}}-1}{k_{\dot{a}}}} \right]}, \text{ м/с,}$$

при

$$\frac{p_{\hat{a}}}{p} > \beta_{\hat{a}} = \left(\frac{2}{k_{\hat{a}} + 1} \right)^{\frac{k_{\hat{a}}}{k_{\hat{a}} - 1}}, \quad (1)$$

или

$$\omega_{\hat{a}\hat{\delta}} = \sqrt{2g \frac{k_{\hat{a}}}{k_{\hat{a}} + 1} R_{\hat{a}} T_{\hat{a}}}, \text{ м/с}, \quad (2)$$

при

$$\frac{p_{\hat{a}}}{p} \leq \beta_{\hat{a}}, \quad (3)$$

где $k_{\hat{a}} = \frac{c_p}{c_v}$ - показатель адиабаты;

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

$R_{\hat{a}}$ - характеристическая постоянная выходящего газа, $\text{м}^2/\text{с}^2 \cdot \text{К}$;

$T_{\hat{a}}$ - температура выходящего газа до выхода его из цилиндра, $^{\circ}\text{К}$;

$p_{\hat{a}}$ - давление после выходного отверстия, Па;

$\beta_{\hat{a}}$ - критическое отношение давлений;

p - давление в цилиндре, Па;

$\mu_{\hat{a}}$ - коэффициент расхода при выходе газа.

В действительности скорости будут отличаться от теоретических значений, вследствие потерь на трение о стенки отверстия и между молекулами и вследствие теплообмена, и будут равны

$$\omega'_{\hat{a}\hat{\delta}} = \varphi \omega_{\hat{a}\hat{\delta}}, \quad (4)$$

где φ - скоростной коэффициент.

Площадь минимального сечения газовой струи

$$f_m = \alpha \cdot f_{\hat{a}}, \quad (5)$$

где $f_{\hat{a}}$ - площадь сечений отверстия, м^2 .

α - коэффициент сжатия струи.

Объем газа, проходящего через минимальное сечение струи, измеряемый при давлении и температуре в этом сечении должен быть приведен к условиям, в которых он находился непосредственно перед выходом из цилиндра.

$$\frac{dV_{\hat{a}\hat{\delta}}}{dr} = \mu_{\hat{a}} \omega_{\hat{a}\hat{\delta}} f_{\hat{a}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (6)$$

Поэтому, предполагая по-прежнему адиабатическое истечение, получим [6]

$$\text{а) при } \frac{p_{\hat{a}}}{p} > \beta_{\hat{a}} = \left(\frac{2}{k_{\hat{a}} + 1} \right)^{\frac{k_{\hat{a}}}{k_{\hat{a}} - 1}},$$

$$\partial_{\hat{a}} V = -\frac{dV_{\hat{a}0}}{dr} \left(\frac{p_{\hat{a}}}{p} \right)^{\frac{1}{k_{\hat{a}}}} dr = -\mu_{\hat{a}} \sqrt{2gR_{\hat{a}}T_{\hat{a}} \frac{k_{\hat{a}}}{k_{\hat{a}} - 1} \left[1 - \left(\frac{p_{\hat{a}}}{p} \right)^{\frac{k_{\hat{a}} - 1}{k_{\hat{a}}}} \right]} \left(\frac{p_{\hat{a}}}{p} \right)^{\frac{1}{k_{\hat{a}}}} f_{\hat{a}} dr; \quad (7)$$

$$\text{б) при } \frac{p_{\hat{a}}}{p} \leq \beta_{\hat{a}},$$

$$\partial_{\hat{a}} V = -\frac{dV_{\hat{a}0}}{dr} \left(\frac{\beta_{\hat{a}} p}{p} \right)^{\frac{1}{k_{\hat{a}}}} dr = -\mu_{\hat{a}} \sqrt{2g \frac{k_{\hat{a}}}{k_{\hat{a}} - 1} R_{\hat{a}} T_{\hat{a}} \beta_{\hat{a}}^{\frac{1}{k_{\hat{a}}}} f_{\hat{a}} dr}. \quad (8)$$

Давление и другие параметры газа в граничных сечениях изменяются в продолжение цикла в широких пределах вследствие нестационарности течения газа в выпускном трубопроводе. Однако в приближенных расчетах и в общем анализе процессов газообмена давление за выпускным клапаном принимают постоянным и равным среднему условному давлению за цикл. Давление за выпускным клапаном больше атмосферного на величину гидравлического сопротивления выпускного трубопровода и глушителя шума на выпуске.

Периоды газообмена различают, руководствуясь величиной и направлением скорости в выпускных клапанах и направлением движения поршня на два вида: свободный и принудительный выпуски.

Свободный выпуск начинается от начала открытия выпускного клапана до н.м.т. продолжается свободный выпуск. Истечение газов из цилиндра при увеличении его объема происходит вследствие того, что давление в начале в выпускном патрубке. В начале открытия выпускного клапана давление $p_b = 0,3 \div 0,8$ МПа и перепад давления в выпускном клапане меньше критического

$$p_{\hat{a}}/p < (p_{\hat{a}}/p)_{kp} = [2/(k+1)]^{k/(k-1)}.$$

В надкритической области истечение из цилиндра через отверстие происходит с критической скоростью, равной местной скорости звука в минимальном сечении потока выпускного клапана и в критическом сечении узла трения «стержень клапана – направляющая втулка», которое располагается на небольшом расстоянии от входа в канал за минимальным сечением клапанной

щели. Приблизительно критическую скорость можно вычислить, принимая течение на участке выпускного канала до критического сечения квазистационарным, одномерным и изоэнтропным $\omega_{kp} = \sqrt{[2k/(k+1)]RT}$.

Вследствие расширения газов в цилиндре их температура понижается, а следовательно, уменьшается и критическая скорость. Истечение с критической скоростью продолжается, пока перепад давления не сравняется с критическим. Если принять показатель адиабаты для продуктов сгорания $k=1,3$, то получим $(p_{\dot{a}}/p)_{kp} = 0,5457$. Температура газов в цилиндре в начале свободного выпуска $T_b = 1600 \div 1000$ К, и, следовательно, критическая скорость будет равна 720-550 м/с.

О режиме течения в выпускном клапане нельзя вполне достоверно судить по отношению среднего давления в цилиндре. Во время свободного выпуска в выпускном патрубке образуется волна давления большой амплитуды и критический режим течения, когда $(p_{\dot{a}}/p) = (p_{\dot{a}}/p)_{kp}$, наступает до н.м.т., а после н.м.т. перепад давления и скорость понижаются до значений, характерных для принудительного выпуска.

Принудительный выпуск продолжается от нижней до верхней мертвой точки. Скорость истечения газов и перепад давления в выпускном клапане определяются в основном скоростью движения поршня и отношением площади поперечного сечения клапанной щели к площади поршня. Эта скорость существенно зависит также от характера нестационарного потока газов в выпускном трубопроводе. Средняя скорость в клапанной щели составляет 80-250 м/с. Температура газов в цилиндре во время второй части выпуска, когда давление изменяется мало, остается приблизительно постоянной.

Выпуск продуктов сгорания и их заброс во впускной трубопровод продолжаются и после в.м.т., пока давление в цилиндре остается больше давления за выпускным и перед впускными клапанами. Поэтому наполнение цилиндра в поршневых двигателях начинается с запозданием – после в.м.т.

Расчет расхода газа в выпускных клапанах и окнах (каналах) выполняют в рамках одномерной теории. Подобные методы расчетов сложных трехмерных течений на ограниченных участках трубопроводов со сложной конфигурацией широко применяют в гидравлике благодаря их простоте и доступности.

Течение в выпускном канале имеет явно выраженный нестационарный и трехмерный характер, тем не менее в расчетах используют уравнения одномерного стационарного течения газа,

основываясь на предположении, что на коротком участке канала в пределах конечного достаточно малого интервала времени течение можно считать квазистационарным. Для уточнения расчетов вводят опытные коэффициенты.

На суживающемся участке потерями всех видов и теплообменом со стенками пренебрегают и применяют уравнение Бернулли для одномерного энергоизолированного изоэнтропного стационарного потока газа

$$\frac{k}{k-1} \frac{p_M}{\rho_M} + \frac{\omega_t^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1^*}{\rho_1^*}, \quad (9)$$

где ω_t - скорость идеального потока газа в минимальном поперечном сечении клапанной щели;

p_M и ρ_M - соответственно давление и плотность газа в том же сечении.

Секундный расход газа определим [7] по параметрам идеального потока в минимальном поперечном сечении клапанной щели f_M , тогда $G_t = \rho_M \omega_t f_M$. Для впускного канала $f_M = f_{\dot{a}i}$, а для выпускного $f_M = f_{\dot{a}}$. Отличие действительного расхода газа от теоретического учитывают коэффициентом расхода $\mu = G_{\dot{a}e}/G_t$.

Искомые значения абсолютных давлений на выпуске, p_2 , соответствующие установленным в табл. 1 значениям частоты вращения двигателя, могут быть вычислены из зависимости (9), с учетом значений параметров дизеля КамАЗ ($\varepsilon = 17$, $k_{\dot{a}} = 1,3$ [9-11]) и результатов теплового расчета ($p_1 = p_2 = 0,089$ МПа).

В данном конкретном случае решение имеет один корень. Погрешность вычисления устанавливаем равной $\Delta = 10^{-5}$, исходя из требований ГОСТ 118509-80 [11], согласно которому погрешности при вычислении p не должны превышать 0,5%.

На рис. 2 приведена исходная расчетная модель выпускного тракта дизеля КамАЗ-740.

Скорости и объемы газа в проходных сечениях выпускного тракта и в клапанном механизме определяются при совместном решении уравнений неразрывности и сохранения энергии газового потока, которые применяются в теории ДВС [6, 8]:

$$f_1 \omega_1 \rho_1 = f_n \omega_n \rho_n ; \quad (10)$$

$$\frac{\omega_n^2}{2g} - \frac{\omega_1^2}{2g} + Z_n - Z_1 + \frac{n}{\rho_n} - \frac{1}{\rho_1} = 0, \quad (11)$$

где f_1 и f_n - площади первого и n -ого сечений выпускного тракта дизеля КамАЗ-740;

ω_1 и ω_n - скорости потока в первом и n -ом сечении выпускного тракта;

ρ_1 и ρ_n - плотности газового потока в первом и n -ом сечении выпускного тракта;

Z_1 и $Z_n = 0$ - принято в теории ДВС [6];

P_1 и P_n - давления в первом и n -ом сечении выпускного тракта.

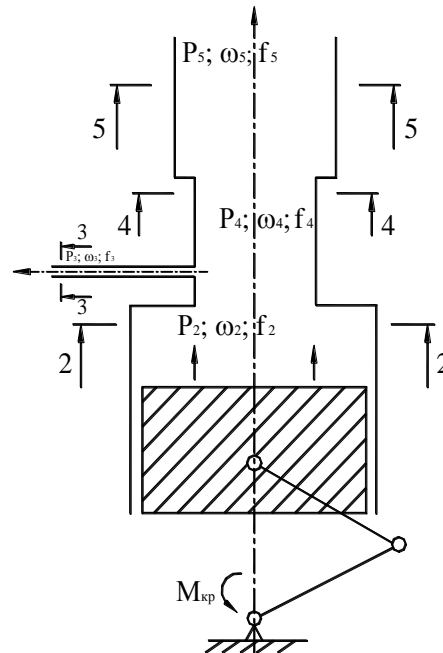


Рис. 2. Исходная расчетная модель выпускного тракта двигателя КамАЗ-740

Погрешность вычислений из-за пренебрежения нестационарностью и неадиабатичностью истечения, как подтвердила расчетная оценка, не превышает 1%, что приемлемо.

Решив совместно зависимости (10) и (11) относительно площади проходного сечения в узле «стержень клапана – направляющая втулка», получим расчетное уравнение для определения ω_3 и $\partial_{\partial \partial} V$, м²

$$\omega_3 = \left(\frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{1}{k_a}} \frac{\omega_2 f_2}{f_3} - \left(\frac{P_5}{P_3} \right)^{\frac{1}{k_a}} \frac{\omega_5 f_5}{f_3}, \quad (12)$$

где f_2 и f_4 - соответственно площадь сечения цилиндра и сечения выпускного канала, м²;

p_2 и p_5 - соответственно абсолютное давление на выпуске из цилиндра и давление в выпускном коллекторе (противодавление), Па;

g - ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

γ - удельный вес газа (воздуха) в цилиндре двигателя при нормальных условиях, $\gamma = 11,814 \text{ Н/м}^3$;

μ - коэффициент расхода, $\mu = 0,65$ [6].

Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1
Значения площадей проходного сечения и диаметров
нагрузочных диафрагм

Частота вращения кол. вала, n , мин ⁻¹	Давление в выпускном коллекторе [8], P_5 , Па	Скорость газа в цилиндре [8], ω_2 , м/с	Площадь сечения цилиндра [8], f_2 , м ²	Площадь вып. канала [8], f_4 , м ²	Площадь сеч. в узле стержня клапана, f_3 , м ²	Скорость газа в проходном сечении клапана, ω_3 , м/с	Расход «картерного» газа через клапанный механизм, $\partial_{\partial\partial} V$, л/мин
Для новых и отремонтированных двигателей							
1800	103991	7,2	0,01131	0,00138	$0,23 \cdot 10^{-5}$	140	1
2000		8,0				145	1,04
2200		8,8				152	1,09
2400		9,6				165	1,18
2600		10,4				172	1,23
Для изношенных двигателей							
1800	103991	7,2	0,01131	0,00138	$0,41 \cdot 10^{-5}$	140	13,6
2000		8,0				145	14,8
2200		8,8				152	16,09
2400		9,6				165	17,18
2600		10,4				172	17,23

Выводы.

1. В результате исследования определены параметры в двигателе при тактах сжатия, рабочего хода и выпуска отработавших газов из цилиндра;

2. Определены скорости и количество газов, проходящих сквозь зазоры в узле «стержень клапана – направляющая втулка» на всех режимах работы отремонтированных и изношенных дизельного двигателя;

3. Процентная доля картерных газов [12, 13], приходящихся на клапанный механизм головки цилиндра, на примере двигателя КамАЗ-740 составляет для новых и качественно отремонтированных

двигателей составляет 5-7%, для изношенных 15-20%, а иногда достигает 25-30%, в зависимости от степени износа;

4. При измерения количества «картерных» газов необходимо учитывать поправку на износ клапанного механизма, который влечет за собой относительную ошибку при прогнозировании технического состояния цилиндропоршневой группы дизельного двигателя, которая может составлять до 20%.

Литература

1. *Сараева И.Ю.* Усовершенствование процесса диагностирования цилиндропоршневой группы и герметичности клапанов бензинового двигателя автомобиля: дис... канд. техн. наук: 05.22.20 / *И.Ю. Сараева.* – Харьков, 2006. – 262 с.
2. ГОСТ 23435-79. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Номенклатура диагностических параметров. С 01.01 1980. – 8 с.
3. ГОСТ 25044-81. Диагностирование автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных, строительных и дорожных машин. Основные положения. – М. : Изд-во стандартов, 1983. – 9 с.
4. *Спичкин Г.Я.* Диагностика технического состояния автомобиля / *Г.Я. Спичкин* // Учеб. пособие для сельск. проф.-техн. училищ. – М. : Высшая школа, 1975. – 304 с.
5. Диагностика автотракторных двигателей. Изд. 2-е, перераб. и доп. / Под ред. Н.С. Ждановского. – Л.: Колос, 1977. – 264 с.
6. *Глаголев Н.М.* Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания / *Н.М. Глаголев.* – М.: К.: Машгиз, 1950. – 179 с.
7. *Орлин А.С.* Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник / *А.С. Орлин, М.Г. Круглов.* – М.: Машиностроение, 1983. – 95 с.
8. *Тимченко А.И.* Методика бестормозной приработки двигателя: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / *А.И. Тимченко.* – Харьков, 1997. – 164 с.
9. *Колчин А.И.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учеб. пособие для ВУЗов / *А.И. Колчин, В.П. Демидов.* – М. Высшая школа, 1971. – 127 с.
10. Автомобильные двигатели / Под ред. М.С. Ховаха. – М. : Машгиз, 1958. – 287 с.
11. ГОСТ 18509-80. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – М., 1980. – 34 с.
12. *Полянский А.С.* Совершенствование средств диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя / *А.С. Полянский, В.М. Третьяк, А.А. Молодан, А.С. Жижирий* // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць. – Харків,

2007. – Вип. 51. – С. 55–62.

13. Полянский А.С., Молодан А.А. Совершенствование методов измерения количества картерных газов двигателя / А.С. Полянский, А.А. Молодан // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: Зб. наук. праць, Вип. 9. – Т. 1. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – С. 109–113.

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ РОЗДІЛЕННЯМ ПОТОКІВ КАРТЕРНИХ ГАЗІВ

Молодан А.А.

Анотація – запропонована методика визначення процентної долі картерних газів з їх загальної кількості, що приходяться на вузол голівки циліндра «стрижень клапана – напрямна втулка» на прикладі двигуна КамАЗ-740.

IMPROVMENT OF ACCURACY OF ASSESSMENT OF THE TECHNICAL STATE OF CYLINDER GROUP OF CRANKCASE GASE

A. Molodan

Summary

Technique of determining the percentage of crankcase gases of the total for the cylinder head joint "valve stem - guide bush" is proposed for an example of the engine KamAZ-740 engine.

УДК 631.3

ШЛЯХИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ПРОДУКЦІЇ РОСЛИННИЦТВА

Тарасенко С.Є., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: (044) 527-88-95

Анотація – в статті представлено результати щодо шляхів енергозбереження при виробництві продукції рослинництва.

Ключові слова – енергозбереження, рослинництво, ефективність.

Постановка проблеми. Інтенсифікація сільськогосподарського виробництва супроводжується зростанням потреб в паливно-енергетичних ресурсах. Проте в економічних умовах, що склалися за останні роки, сільське господарство функціонуватиме в умовах енергетичної кризи, особливо в нафтопродуктах.

Енергетична криза надала енергетичному фактору ролі головного серед інших. Вона змушує перейти від парадигми трудозбереження (з її пріоритетом показників трудозатрати до парадигми енергозбереження). Це в свій час змусило провідні західні країни повести рішучу боротьбу на зменшення енерговитрат на виробництво сільськогосподарської продукції. Тепер це в повній мірі турбує сільськогосподарське виробництво України. До кінця миного століття такої проблеми у нас не існувало.

Аналіз останніх досліджень. На весь обсяг робіт в сільському господарстві щорічно витрачалось 2800 тис. тонн бензину і понад 5200 тис. тон дизельного палива, що складає біля 12 млн. тон у.п., або 375 кг у.п. на 1 га ріллі і знаходилось на рівні ФРН та Франції [1].

Аналіз зарубіжного досвіду показує [1,2], що прямі енерговитрати в фермерських господарствах зарубіжних країн зростали і тільки в Англії вони знизились на 19%. Це було викликано нафтовою кризою, яка спонукала до необхідності економії паливно-енергетичних ресурсів. В інших країнах проведення політики енергозбереження розпочалось після другої нафтової кризи. Внаслідок цього витрати паливно-енергетичних

ресурсів (ПЕР) скоротились в Англії на 28%, США – 27%, Канаді – на 8%, а споживання палива з нафти відповідно – на 33%, 29% і 18%. В Франції і ФРН споживання ПЕР зросло відповідно на 8% і 12%, а витрати палива з нафти в Франції скоротились на 9%. В ФРН зросли на 3%.

Формулювання цілей статті. Оцінити шляхи енергозбереження при виробництві продукції рослинництва.

Основна частина. При виробництві сільськогосподарської продукції витрачається значна частина опосередкованої енергії, яка закладена в мінеральних і органічних добривах, отрутохімікатах, сільськогосподарських машинах, насінні, будівлях. За даними енергетичної оцінки технологічних процесів виробництва різних культур в умовах Лісостепу України опосередковані енерговитрати складають 40-72% сукупних енерговитрат. Таку ж частку опосередковані енерговитрати становлять в структурі сукупних енерговитрат країни Західної Європи і США. В Україні витрати енергії на одиницю продукції рослинництва в 2-4 рази більші ніж в Франції, ФРН та Англії. Тому пошук шляхів зниження енерговитрат є надзвичайно важливим. Умовно їх можна поділити на три напрями: агротехнологічні, технічні і організаційно-економічні. До агротехнологічного напрямку зменшення витрат палива можна віднести оптимізацію технологічних регламентів на вирощування сільськогосподарських культур стосовно умов, що склалися в сільському господарстві, мінімалізацію обробітку ґрунту, оптимізацію процесів внесення добрив, меліорантів та засобів захисту рослин тощо. Згідно з технологічними регламентами на вирощування зернових культур та збирання урожаю передбачено виконання понад 70 технологічних операцій, з яких 24-27 виконуються мобільними агрегатами безпосередньо в полі. Площа слідів цих агрегатів складає від 100 до 200 % площі поля. Поряд з перевитратами пального, це приводить до значного техногенного навантаження на ґрунт, його ущільнення, зниження родючості.

Аналіз технологій вирощування окремих культур за рубежом показує, що кількість проходів агрегатів по полю значно менша за рахунок застосування пестицидів і комбінованих машин.

Науковцями ННЦ «ІМЕСГ» розроблено алгоритми та програмне забезпечення енергетичної оцінки технологій за прямими та сукупними витратами енергії. Виконані розрахунки та аналіз структури енерговитрат показали, що на вирощування зернових та зернобобових культур витрачається 30-35% пального, а на збирання та післязбиральну обробку урожаю – 60-65%. Внесення високих доз органічних добрив під просапні культури

змінює структуру енерговитрат; на вирощування припадає 2/3 загальних енерговитрат, а на збирання 1/3. Тому пошук шляхів зменшення енерговитрат доцільно вести в першу чергу в тих процесах, виконання яких вимагає значних енерговитрат. Як приклад можна розглянути збирання зернових культур. Сьогодні в господарствах збирають весь біологічний урожай, витрачаючи значну частину пального на збирання соломи, стебел кукурудзи і їх закладання на збирання. На нашу думку частину соломи озимих культур, стебла кукурудзи на зерно та інших грубостебельних культур доцільно подрібнювати, розкидати по полю та приорювати. Це дозволить зменшити витрати пального на 25-30 кг/га поля де буде застосована така технологія.

Математичне моделювання роботи зернозбирального комбайна є досить складним процесом, і дослідженню його присвячено багато робіт. Суть сучасних методів визначення продуктивності і витрачання палива полягає в тому, що показники комбайна і показники умов збирання використовували як середні протягом доби [3,4].

В роботі [5] досліджено зміну протягом доби тільки вологості хлібної маси, яка впливає на пропускну здатність комбайна. Проте сучасні комбайни мають такі технічні параметри, які значною мірою впливають на експлуатаційні показники: об'єм зернового бункера, об'єм паливного бака, які змінюють масу комбайна протягом роботи на 20-30 %, що значно впливає на витрати потужності, отже і на витрати палива. Так, комбайн моделі 6350 фірми "Fendt" має об'єм зернового бункера 10500 л, комбайн Dominator-128 VX фірми "Claas" – 8000 л. Об'єм паливного бака сучасних вітчизняних і зарубіжних комбайнів складає 500...900 л.

На витрати палива впливає і кут схилу поля, тому що коефіцієнт буксування і коефіцієнт кочення мають різні значення при русі похилу вгору чи вниз. А такий вплив для комбайнів досліджено недостатньо. Такі обставини потрібно враховувати при моделюванні роботи комбайнів. Математичне моделювання роботи зернозбирального комбайна виконувалось на основі методів імітаційного моделювання, дослідження операцій і статистичної ідентифікації.

Нами розроблена методика моделювання роботи зернозбирального комбайна, яка полягає в визначенні техніко-експлуатаційних показників протягом доби з врахуванням зміни умов збирання (культура, технологія, урожайність, солоність, забур'яненість, довжина гону, кут схилу) і технічних показників комбайна (пропускну здатність, маса, потужність двигуна, об'єм

зернового бункера, об'єм візка для соломи чи копнувача, об'єм паливного бака).

Зміст методики полягає в моделюванні роботи комбайна в просторі, мірилом якого взято довжину ділянки поля, яку проходить агрегат. Таким мірилом прийнято ділянку довжиною 100 м. Зроблено припущення, що зміна параметрів комбайна і умов збирання не буде суттєвою у часі на такій ділянці: виробіток комбайна і витрачання палива протягом збирання ділянки будуть незначно змінюватись, а показники роботи фіксуватись. Визначаючи показники роботи комбайна на таких ділянках протягом робочого дня і інтегруючи їх, можна одержати узагальнені техніко-експлуатаційні показники за добу. Для інтегрування застосовували відомий метод трапецій, тобто сумували середні показники роботи на ділянках. Модель складається з двох блоків: 1) витрачання потужності і 2) визначення продуктивності. В данній статті викладено метод першого блоку. Для визначення витрат палива при роботі зернозбирального комбайна використовують рівняння тягового балансу, яке складають для різних режимів роботи. Потім за регуляторною характеристикою двигуна визначають для цих режимів витрати палива (в кг за годину). Загальна методика рівняння тягового балансу наведена в [6].

Розглянемо рівняння тягового балансу самохідного зернозбирального комбайна. Потужність N_e , (кВт) що затрачується двигуном комбайна, витрачається так

$$N_e = N_{kr} + N_m + N_o + N_v + N_f \pm N_a + N_w + N_j, \quad (1)$$

де N_{kr} – потужність на тягу візка з соломою; N_m – втрати потужності в трансмісії; N_o – потужність на привод робочих органів і агрегатів комбайна; N_v – потужність на буксування; N_f – потужність на перекочування; N_a – потужність на подолання підйому; N_w – потужність на подолання опору повітря; N_j – потужність на подолання опору інерції.

Потужність на привод робочих органів і агрегатів комбайна складається

$$N_o = N_{жх} + N_{жр} + N_{молх} + N_{молр} + N_{подх} + N_{подр} + N_{копх} + N_{копр}, \quad (2)$$

де $N_{жх}$ – потужність холостого ходу жатки; $N_{жр}$ – потужність робочого ходу жатки; $N_{молх}$ – потужність холостого ходу молотарки; $N_{молр}$ – потужність робочого ходу молотарки; $N_{подх}$ – потужність холостого ходу подрібнювача соломи; $N_{подр}$ – потужність робочого ходу подрібнювача соломи; $N_{копх}$ – потужність холостого ходу копнувача; $N_{копр}$ – потужність робочого ходу копнувача.

Потужність на подолання опору повітря при лобовій площі машини менше 10 м^2 і швидкості руху менше 20 км/год можна знехтувати [5] тому що для сучасних комбайнів такі умови виконуються. При комплектуванні МТА в розрахунки включають потужність на подолання опору сил інерції тільки при торканні агрегата з місця. Для наших досліджень зростання потужності, а тому і зростання витрат палива, в момент торкання агрегата з місця триває досить мало часу, і такими розрахунками також можна знехтувати [6].

Кут схилу поля впливає на потужність на подолання підйому: при русі комбайна вгору вона додається до ефективної потужності, а при русі вниз – віднімається. Тому цей член рівняння (1) можна виключити. Проте буксування агрегату при русі вниз і вгору схилу буде різним, і при вирахуванні потужності на буксування кут схилу потрібно враховувати [7].

Відповідно до досліджень [7], для пневматичних рушіїв при русі по схилу вгору коефіцієнт буксування зростає на $0,96...1,12 \%$, а опору кочення – на $2,0 \%$ на 1 градус підйому по відношенню до руху по рівнині. При русі агрегату вниз ці коефіцієнти зменшуються на $0,2 \%$. Ці залежності і враховані в моделі рівняння тягового балансу комбайна. Тоді в рівнянні (1) три останні члени зправа еліміновані, і залишаються з восьми тільки п'ять членів. Наведемо методику визначення складових рівняння (1). Потужність на привод жатки(кВт):

$$N_{\text{ж}} = N_{\text{жх}} + N_{\text{жр}}, \quad (3)$$

$$N_{\text{жх}} = 0,368 \cdot B, \quad (4)$$

де B – ширина жатки, м.

$$N_{\text{жр}} = 1,472 \cdot q_{\text{ф}}, \quad (5)$$

де $q_{\text{ф}}$ – фактична пропускна здатність молотарки, кг/с , яка визначається за відомою формулою В.Г. Антіпіна (цей результат одержуємо у блоці 2 методики).

Потужність на привод молотарки (кВт):

$$N_{\text{мол}} = N_{\text{молх}} + N_{\text{молр}}, \quad (6)$$

$$N_{\text{молх}} = 0,9 \cdot q_{\text{р}}, \quad (7)$$

$$N_{\text{молр}} = 18,4 \cdot \exp(0,15 \cdot q_{\text{ф}}), \quad (8)$$

Потужність на привод подрібнювача соломи(кВт):

$$N_{\text{под}} = N_{\text{подх}} + N_{\text{подр}}, \quad (9)$$

Приймаємо, що $N_{\text{подх}} = 2,2 \text{ кВт}$, а

$$N_{\text{подр}} = 11,04 \cdot \exp [0,20 \cdot q_{\text{ф}} \cdot SL / (SL - 1)], \quad (10)$$

де SL – солемистість хлібної маси.

Потужність на привод копнувача (кВт)

$$N_{\text{коп}} = N_{\text{копх}} + N_{\text{копр}}, \quad (11)$$

Приймаємо, що $N_{\text{копх}} = 1,5 \text{ кВт}$, а

$$N_{\text{копр}} = 11,04 \cdot \exp [0,04 \cdot q_{\text{ф}} \cdot SL / (SL-1)], \quad (12)$$

Потужність на переміщення візка з подрібненою соломною

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} \cdot V / 3,6, \text{ кВт}; \quad (13)$$

де $P_{\text{кр}}$ – сила опору кочення візка, кН; V – швидкість руху агрегату, км/год.

$$P_{\text{кр}} = [(M_{\text{віз}} + M_{\text{сол}}) \cdot g \cdot f_{\text{коч}}] / 1000, \quad (14)$$

де $M_{\text{віз}}$ – маса візка, кг; $M_{\text{сол}}$ – маса соломи у візку, кг; g – прискорення земного тяжіння, $9,81 \text{ м/с}^2$; $f_{\text{коч}}$ – коефіцієнт опору кочення:

на рівнині прийнято $f_{\text{коч}} = 0,09$;

при русі вверх $f_{\text{коч}} = 0,09 + 0,018 \cdot \alpha$;

при русі вниз схилу $f_{\text{коч}} = 0,09 - 0,0018 \cdot \alpha$.

Масу соломи можна визначити так(кг):

$$M_{\text{сол}} = W_{\text{віз}} \cdot K_{\text{віз}} \cdot \mu_{\text{с}} / 2, \quad (15)$$

де $W_{\text{віз}}$ – об'єм візка, м^3 ; $K_{\text{віз}}$ – коефіцієнт використання об'єму візка ($K_{\text{віз}} = 0,90$); $\mu_{\text{с}}$ – питома об'ємна маса соломи ($\mu_{\text{с}} = 30 \dots 35 \text{ кг/м}^3$).

Потужність на переміщення комбайна без візка

$$N_{\text{f}} = P_{\text{fk}} \cdot V / 3,6, \text{ кВт}, \quad (16)$$

де P_{f} – сила опору кочення комбайна, кН

$$P_{\text{f}} = (M_{\text{к}} \cdot g \cdot f_{\text{к}}) / 1000, \text{ кН}, \quad (17)$$

де $M_{\text{к}}$ – маса комбайна без візка з паливом і зерном в бункері, кг:

$$M_{\text{к}} = M_{\text{ке}} + M_{\text{з}} + M_{\text{п}}, \text{ кг}, \quad (18)$$

де $M_{\text{ке}}$ – маса комбайна експлуатаційна, кг; $M_{\text{з}}$ – маса зерна в бункері, кг; $M_{\text{п}}$ – маса палива в паливному баку, кг; $f_{\text{к}}$ – коефіцієнт опору кочення комбайна:

на рівнині прийнято $f_{\text{коч}} = 0,09$;

при русі вверх $f_{\text{коч}} = 0,09 + 0,018 \cdot \alpha$;

при русі вниз схилу $f_{\text{коч}} = 0,09 - 0,0018 \cdot \alpha$.

Потужність на буксування (кВт):

$$N_{\text{v}} = [(P_{\text{кр}} + P_{\text{f}}) \cdot V \cdot \delta] / [(1 - \delta) \cdot 3,6], \quad (19)$$

де δ – коефіцієнт буксування:

при русі на рівнині $\delta = 0,06$;

при русі вверх схилу $\delta = 0,06 + 0,06 \cdot \alpha$;

при русі вниз $\delta = 0,06 - 0,0012 \cdot \alpha$.

Потужність на подолання втрат в трансмісії (кВт):

$$N_{\text{m}} = (1 - \eta_{\text{тр}}) \cdot N_{\text{е}}, \quad (20)$$

де $\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії ($\eta_{\text{тр}} = 0,85 \dots 0,90$).

Виходячи з того, що $N_{\text{е}} = N_{\text{кр}} + (1 - \eta_{\text{тр}}) \cdot N_{\text{е}} + N_{\text{о}} + N_{\text{v}} + N_{\text{f}}$, після перетворень знаходимо:

$$N_{\text{е}} = (N_{\text{кр}} + N_{\text{о}} + N_{\text{v}} + N_{\text{f}}) / \eta_{\text{тр}}. \quad (21)$$

Моделювання виконують так.

1. Для ділянки довжиною 100 м визначимо продуктивність і можливу швидкість комбайна, кількість зібраного зерна і соломи, час на збирання ділянки. Ці величини визначаємо у блоці 2. Якщо бункер зерна наповнений, проводимо вивантаження зерна.

2. Використовуючи рівняння (1)-(21) визначимо ефективну потужність N_e комбайна.

3. За регуляторною характеристикою двигуна визначимо кількість витраченого палива на ділянці.

4. Уточнимо масу комбайна з урахуванням зібраного зерна і соломи (якщо використовують копнувач чи візок для соломи).

5. Якщо робоча зміна закінчилась, перейдемо до п. 6, інакше до п. 1 (до наступної ділянки).

6. Кінець.

Висновки. Використовування методики покажемо на прикладі збирання озимої пшениці комбайном КЗС-9 Славутич. Умови збирання: урожайність – 40 ц/га, солемистість – 1,6, забур'яненість – 0%, довжина гону – 800 м. Для таких умов типовими нормами визначено витрати палива $q = 3,43$ л/тону зерна [8], за даними випробувань (протокол УкрНДІВПТ) $q = 4,04$, а за результатами моделювання – $q = 3,94$ л/т. З цих даних видно, що різниця між даними випробування і моделювання складає менше 3 %, що можна пояснити деяким не співпаданням погодних умов моделювання і випробування. Величина нормативів значно занижена від реальних результатів.

Література

1. *Бebіч Л.* Роль «чистих технологій» у розв'язанні глобальних проблем енергетики / *Лука Бebіч* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 16–25.
2. *Голуб Г.А.* Техніко-технологічне забезпечення енергетичної автономності агроecosystem / *Г.А. Голуб* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, Ч. 4. – С. 303–312.
3. *Жалнин Э.В.* Технология уборки зерновых комбайновыми агрегатами / *Э.В. Жалнин*. – М.: Россельхозиздат, 1985. – 207 с.
4. *Русанов А.И.* Конструктивно-технологические основы повышения технического уровня и дальнейшего развития зерноуборочных комбайнов : автореф. дис. ... докт. техн. наук ; 05.20.04 / НПО ВИСХОМ // *А.И. Русанов*. – М., 1991. – 64 с.
5. *Грибинюк О.М.* Дослідження умов функціонування і розробка методу оптимізації парку зернозбиральних комбайнів

сільськогосподарського підприємства : Дис. канд. техн. наук ; 05.20.01, 05.20.03 / ІМЕСГ УААН // *О.М. Грибинюк.* – Глеваха, 1994. – 215 с.

6. *Веденяпин Г.В.* Эксплуатация машинно-тракторного парка / *Веденяпин Г.В., Киртбая Ю.К., Сергеев М.П.* – М.: Сельхозгиз, 1962. – 431 с.

7. *Ксенович И.П.* Тягово-сцепные качества крутосклонного трактора со всеми ведущими стабилизируемыми колесами / *И.П. Ксенович, А.И. Якубович, П.А. Амельченко, В.В. Гуськов* // Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – № 2. – С. 6–8.

8. Типові норми виробітку і витрачання палива на механізовані польові роботи / Мінагрополітики України; Укראгпромпродуктивність. – К. : Фенікс, 2007. – 472 с.

ПУТИ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ПРОДУКЦИИ РАСТЕНИЕВОДСТВА

Тарасенко С.Е.

Аннотация – в статье представлены результаты относительно путей энергосбережения при производстве продукции растениеводства.

WAYS OF ENERGY SAVINGS AT THE PLANT PRODUCTION

S. Tarasenko

Summary

Results concerning ways of energy saving at the plant production are presented in the paper.

УДК 631.31.27

ДВИГАТЕЛЬ, РАБОТАЮЩИЙ НА РАСТИТЕЛЬНОМ МАСЛЕ

Зуев А.А., к.т.н.,

Степанов П.П., инж.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в данной статье рассмотрено устройство и принцип работы двигателя, работающего на любых видах топлив, включая растительное масло.

Ключевые слова – растительное масло, поршень, кольца, цилиндры.

Постановка проблемы. Многочисленность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) привела к истощению ресурсов нефти и загрязнение биосферы.

Анализ последних исследований. В конце XX века в ФРГ была разработана удачная конструкция дизеля «Элко», приспособлена к работе на нефтяных и альтернативных топливах[1].

Цель работы. Проанализировать возможность использования этого двигателя в отечественных условиях.

Результаты исследований. Этот маленький трехцилиндровый дизель "Элко" модели 3.82.92Т (через точку зашифрованы число цилиндров, диаметр цилиндра, ход поршня и наличие турбонаддува) рабочим объемом 1,45 л при массе 137-140 кг и весьма компактных размерах выдавал, в зависимости от настройки топливоподающей аппаратуры, 82-95 л.с. при 4500 об/мин и 15-16 кгм крутящего момента при 3000 об/мин, при минимальных расходах топлива в пределах 150-160 г/л.с.ч по нагрузочной характеристике, весьма умеренном уровне шума и удовлетворении всем действующим нормам токсичности. И при этом оказался вполне доведенным. При этом он действительно мог использовать в качестве топлива любое дизельное топливо, в том числе с содержанием бензина до 20 %, керосин, котельное топливо (пока оно еще жидкое), а также практически любые растительные масла, включая нерафинированные, вплоть до прогорклого и отработанного фритюрного, а также смеси всего этого в любых пропорциях. Что любопытно - при единой настройке топливоподающей аппаратуры эффективные показатели двигателя при работе на дизельном топливе и растительном масле

действительно очень близки, а токсичность выхлопа на растительном масле – даже заметно ниже, на что (по результатам исследований) положительно влияло наличие в его составе уже химически связанного кислорода и полное отсутствие серы.

По сравнению с четырехцилиндровым того же рабочего объема трехцилиндровый получался с лучшей термодинамикой рабочего процесса (чем цилиндры меньше – тем больше тепловые потери и хуже условия для протекания дизельного рабочего процесса, особенно при непосредственном впрыске топлива в цилиндр). Вдобавок он отличался меньшими механическими потерями, получался компактнее, проще, дешевле. Кроме того, именно три цилиндра с их взаимно не перекрывающимися фазами выпуска (двигатель – четырехтактный) – идеал для высокого турбонаддува, примененного на этом двигателе. Применение очень короткого и жесткого чугунного блока цилиндров и перенос части маховой массы маховика на передний носок коленчатого вала (там устанавливался дополнительный маховик) позволили при столь высоком уровне форсировки добиться надежной работы чугунного коленчатого вала. Камера сгорания 1 располагалась в поршне, в которую при сжатии вытеснялся закрученный в цилиндре на такте впуска воздух и под углом, по касательной к образуемому в этой камере вихрю впрыскивалось грубо распыленное (как и в обычных вихрекамерных дизелях) топливо. В фазе сгорания раскаленные газы в такой камере сгорания перемешивались и стягивались к ее центру, оставаясь отделенными от ее стенок теплоизолирующей прослойкой воздуха, не участвовавшего в процессе горения (за счет высокого наддува даже на номинальном режиме этот воздух загонялся в цилиндры с большим избытком). Так оно происходило на самом деле или не так - факт, что вопреки традиционному опыту дизелестроения двигатель с таким рабочим процессом работал и при этом выдавал заявленные характеристики. Поршень был составным, крейцкопфным - он имел отдельную алюминиевую юбочку-направляющую, нацепленную на концы поршневого пальца, и чугунную головку, опирающуюся на этот палец двумя собственными трапецевидными бобышками, располагающимися непосредственно на доньшке глубокой камеры сгорания. Применение сплошного борированного поршневого пальца вместо традиционного полого нитроцементованного обеспечивало необходимую работоспособность всех шарниров поршневой группы в столь форсированном двигателе. Опять же, шатун запатентованной конструкции с дополнительным ребрышком-перекладкой обеспечивал оптимальное перераспределение нагрузки на вкладыши коленвала, в итоге надежно работавшие при совершенно запредельных (для обычного двигателя) нагрузках. Пояс поршневых

колец располагался в отдельной чугунной же юбочке головки поршня, разгруженной от боковых сил и связанной с доньшком поршня посредством тоненькой, обточенной изнутри перемычкой. Все это обеспечивало минимальный вес поршневого комплекта и позволяло избежать перегрева поршневых колец при работе двигателя на самых форсированных режимах и их закоксовывания - при работе на растительном масле. При этом сами форсунки были штифтовыми, с одним центральным соплом диаметром 1 мм, засорить или закоксовать которое даже растительным маслом было просто физически невозможно. Отчасти желание упростить и удешевить конструкцию двигателя и снизить его вес, а отчасти - обеспечить его работоспособность на всяком "некондиционном" топливе и не связываться со сложной подготовкой производства у поставщиков комплектующих побудили Эльсбетта отказаться от ныне традиционного навесного ТНВД распределительного типа и перейти к более "кондovому" ТНВД с отдельными плунжерными секциями, встроенными прямо в головку цилиндров и приводимыми в действие безо всяких дополнительных коромысел непосредственно от дополнительных кулачков валика ГРМ. При этом торчащие из головки секции ТНВД удалось связать с форсунками очень коротенькими (и одинаковыми по длине) топливопроводами. Всережимный регулятор оборотов двигателя и регулятор угла опережения впрыска с индивидуальными центробежными механизмами располагались прямо под крышкой головки цилиндров и с ведущими к плунжерным секциям поводками. Как уже упоминалось, двигатель был уникален и тем, что не имел традиционной системы охлаждения. То есть примитивнейшая рубашка охлаждения вокруг верхней зоны слитых друг с другом цилиндров имелась, но подавался в нее не антифриз, а то же самое моторное масло от дополнительной секции маслонасоса (ее производительность была точно такой же, как и секции, работающей на смазку). Чугунная головка цилиндров этой рубашки, как таковой, вообще не имела, но имела отдельные сверленные каналы, проходящие мимо гнезд форсунок и межклапанных перемычек и выходящие в общий продольный сверленный канал - коллектор, из которого нагретое в двигателе масло отводилось к маслораспределителю с термостатом. Последний направлял это масло на слив в картер - или напрямую, или через небольшой масляный радиатор, размерами примерно в половину от радиатора традиционной жидкостной системы охлаждения (освободившейся половины аккурат хватало на размещение интеркулера - промежуточного охладителя нагнетаемого турбокомпрессором воздуха). От этого же маслораспределителя поворотом золотника запитывался и радиатор системы отопления салона. Высокий турбонаддув и масляное охлаждение двигателя позволили по

принципу решить проблему обеспечения надежности прокладки, уплотняющей газовый стык. Эльсбетт попросту выкинул ее из конструкции, прижав подшлифованную головку прямо к блоку. Незначительные неплотности газового стыка не играли здесь уже никакой роли и быстро закоксовывались, а по периметру стык рубашки охлаждения уплотнялся отдельной, утопленной во фрезерованный паз прокладкой. Форсунки, выходящие в цилиндры под углом, оставляли место только для двух клапанов на цилиндр, но в принципе и этих двух оказывалось вполне достаточно. Диаметр этих клапанов был увеличен до максимума - перемычка между седлами клапанов имела толщину всего 1 мм. Кулачок впускного клапана был снабжен дополнительным выступом, немного приоткрывающим этот клапан в конце фазы выпуска отработанных газов и вновь почти закрывающим его в ВМТ. Таким образом увеличивалось перекрытие фаз газораспределения, способствующее дополнительному охлаждению выпускных клапанов и межклапанных перемычек за счет принудительной продувки цилиндров нагнетаемым турбокомпрессором воздухом. Привод клапанов осуществлялся напрямую от расположенного в головке распредвала приводимого от коленчатого вала двигателя зубчатым ремнем с одним дополнительным натяжным роликом. Этим же ремнем приводился и маслонасос, расположившийся (с прикрученным прямо к нему большим сменным масляным фильтром) сбоку на блоке цилиндров вместо привычной водяной помпы. Интересно, что турбонаддув на двигателе был нерегулируемым (при его избыточном давлении на режиме номинальной мощности на уровне не десятых, а 1,2-1,4 атм. Также нужно отметить, что без турбонаддува этот двигатель развивал всего около 40 л.с. и имел намного худшие экономичность и токсичность выхлопа.

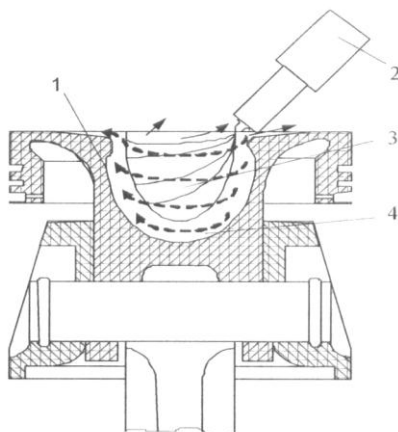


Рис. 1. Поршень

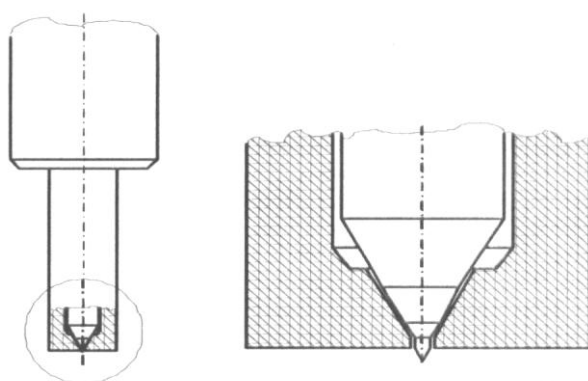


Рис. 2. Распылитель секции

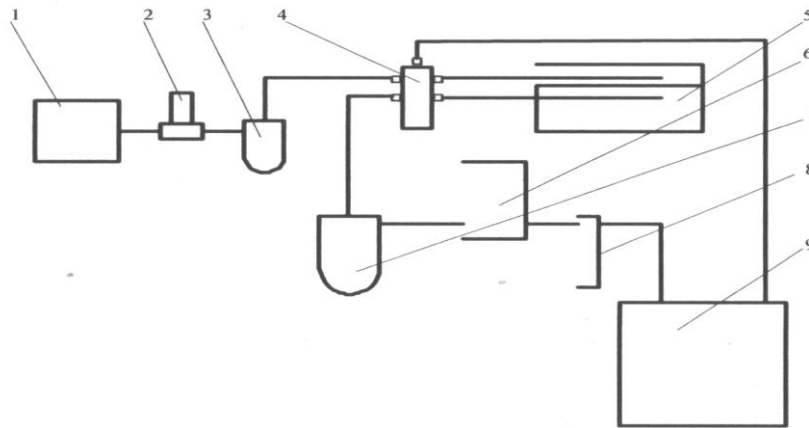


Рис. 3. Схема двухтопливной системы двигателя «Элко»

Запуск осуществляется на дизельном топливе из бака объемом 20-30 литров, и после прогрева происходит автоматическое переключение на работу из главного бака с растительным маслом. Наличие электрического топливоподкачивающего насоса и теплообменника обеспечивает подачу подогретого масла в высокоэффективный фильтр, что позволяет осуществить необходимую очистку масла. Перед остановкой дизеля рекомендуется перевести его работу на дизельное топливо.

Вывод. Специально созданный дизельный двигатель способен работать на растительном масле и других альтернативных топливах.

Литература

1. Автомобильные двигатели / [Под общ.ред. М.С.Ховаха]. – М. : Машиностроение, 1967. – 496 с.

ДВИГУН, ЩО ПРАЦЮЄ НА РОСЛИННІЙ ОЛІЇ

Зуєв О.О., Степанов П.П.

Анотація – у статті розглянуто будову і принцип роботи двигуна, що працює на будь-яких видах палива, зокрема, на рослинній олії.

THE ENGINE WORKING ON A VEGETABLE OIL

A. Zuev, P. Stepanov

Summary

A paper considers the desing and principle of operation of engine, working on a at vegetable oil and other alternative fuels.

УДК 621.22+004.94

МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ДРОСЕЛІВ ВЕРСТАТНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ЗА ДОПОМОГОЮ САПР COSMOS FLO WORKS

Циба О.А., інж.,
Зима О.В., магістр,
Рубанов Л.Д., магістр
Черкаський державний технологічний університет
Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – розглянуто особливості застосування комп'ютерного моделювання в процесі проектування і модернізації конструкцій гідравлічних дроселів нелінійного типу з використанням пакетів програм САПР Solid Works и COSMOS Flo Works. Наведені результати порівняльного аналізу роботи дроселів різних конструкцій.

Ключові слова – дросель, модернізація, комп'ютерне моделювання, САПР COSMOS Flo Works.

Постановка проблеми. В процесі проектування гідравлічної апаратури взагалі і дроселів зокрема багатофакторність впливу рідинного середовища не дає можливості чітко визначити конструкцію об'єкта проектування та його геометричні параметри. Складність розрахунків гідроапаратів зумовлена наявністю в них флуктуацій тиску та миттєвих швидкостей, виникнення турбулентності та відриву потоків, тощо. Тому розрахунки за традиційними методиками з використанням емпіричних коефіцієнтів дають досить посередній результат [1]. При розробці нових конструкцій проєктанти, найчастіше, використовують уже відомі технічні рішення і підходи. При цьому часто доводиться вносити зміни до проєкту вже після проведених фізичних випробувань, що збільшує вартість та тривалість процесу впровадження нових розробок.

Використання сучасних засобів комп'ютерного моделювання в процесі проектування значно скорочує його тривалість та підвищує якість роботи. Фізичні випробування об'єкта проектування лише підвищують точність розрахунків і досконалість його конструкції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі математичні моделі та методики розрахунку гідросистем [2, 3] приводять математичний опис процесів, що виникають в потоці рідини чи газу, та алгоритми розрахунку динамічних характеристик гідроприводів з урахуванням нелінійності характеристик гідроапаратів.

Роботу гідравлічного дроселя нелінійного типу в основному визначає форма та варіант перекриття дроселюючого отвору [4]. Однак, часто допоміжні елементи гідродроселів суттєво змінюють прогнозовану картину руху потоку рідини всередині об'єкту і визначити цей вплив можливо лише в ході випробувань фізичної моделі емпірично чи шляхом комп'ютерного моделювання в ході проектування попередньо [5, 6, 7].

Формулювання мети та постановка задач. Метою роботи є вдосконалення методики проектування гідроапаратури за допомогою пакету САПР SolidWorks та COSMOS FloWorks на прикладі модернізації дроселя нелінійного типу ПГ77-12 з покращеними гідродинамічними характеристиками.

В процесі дослідження вирішувалося декілька задач:

- вивчення можливості використання САПР Cosmos Flo Works для комп'ютерного моделювання роботи дроселів гідроприводу нелінійного типу;
- визначення основних характеристик дроселя ПГ77-12 шляхом комп'ютерного моделювання та порівняння їх з паспортними даними виробника;
- дослідження впливу змінених елементів конструкції дроселя на основні його характеристики.

Виклад основного матеріалу. У проектуванні гідроприводів з дросельним регулюванням швидкості руху виконавчого органу обов'язково враховують, що при малих витратах (0,05...0,08 л/хв) відбувається зниження пропускної здатності дроселя через облітерацію та забруднення прохідного перерізу. Це значно погіршує експлуатаційні характеристики дроселя. Для усунення вказаного фактору крім якісної фільтрації масла необхідно: витримати мінімальне співвідношення периметру отвору до його площі; забезпечити мінімальні флуктуації тиску та миттєвої швидкості при дроселюванні; довжину дроселюючого отвору наблизити до діафрагменного типу.

Для дроселя нелінійного типу витрата визначається за формулою

$$Q = \mu f \Delta p^m \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}, \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт витрати; f – площа прохідного отвору; Δp – перепад тиску на дроселі; m – показник степеня; g – прискорення вільного падіння; γ – питома вага рідини.

В роботах проф. Е.М. Хаймовича та Р.Д. Аврутіна приводяться рекомендації, що для дросельних отворів діафрагменного типу з співвідношенням довжини до діаметра у межах $l/d \leq 0,5$ приймається: показник степеня $m \approx 0,5$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,62$. Теоретичне визначення цих величин за традиційною методикою досить неточне. Експериментальні дослідження гідродроселів показують значну розбіжність коефіцієнта витрати. Так, наприклад, при розробці конструкцій дроселів серії Г77 (ЭНИМС) [8] коефіцієнт витрат для кожного дроселя, незважаючи на те, що характер прохідного отвору у всіх випадках залишався ідентичним, коливався в діапазоні від 0,68 для Г77-31 до 0,86 для Г77-31В.

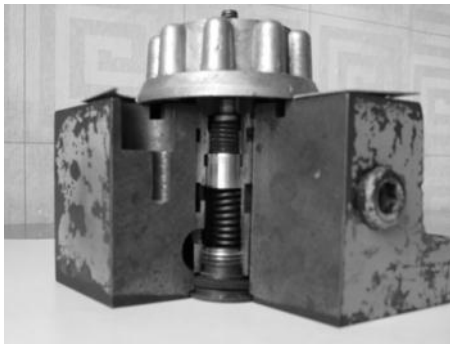
Показник степеня перепаду тиску m може бути визначений за конкретними відомими витратами та відповідними їм перепадами тиску

$$m = \frac{\lg Q_2 - \lg Q_1}{\lg \Delta p_2 - \lg \Delta p_1}, \quad (2)$$

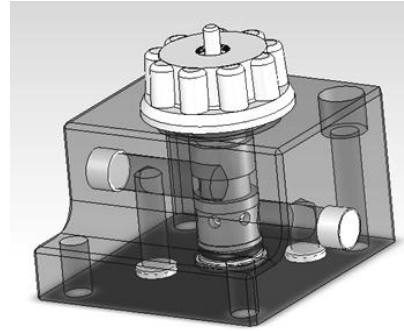
де Q_1 – витрата рідини при перепаді тиску Δp_1 ; Q_2 – витрата рідини при перепаді тиску Δp_2 .

При випробуваннях дроселів в залежності від конструкції показник степеня перепаду тиску m коливався у межах від 0,5 до 1 [8]. Визначено, що при значеннях $m \approx 1$ гідросистема дає максимально можливі зміни швидкості переміщення поршня при зміні навантаження, а при $m \approx 0,5$ - мінімальні. Таким чином, уточнення показника степеня m та визначення коефіцієнта витрати μ для нових конструкцій дроселів ще на стадії проектування дозволить підвищити точність роботи та якість перехідних процесів.

Об'єктом дослідження у приведеній роботі було вибрано дросель нелінійного типу ПГ77-12. як найбільш часто вживаний гідроапарат верстатного гідроприводу з відомими і випробуваними технічними характеристиками. Таким чином отримується можливість порівняння паспортних характеристик дроселя з результатами комп'ютерного моделювання створеної об'ємної моделі (рис.1) та оцінка адекватності роботи зазначеної САПР.



а)

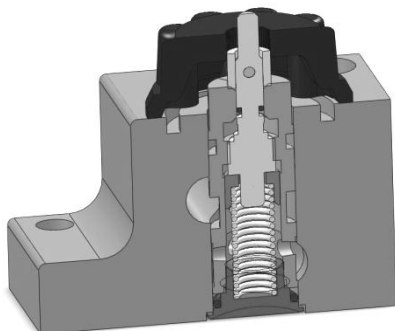


б)

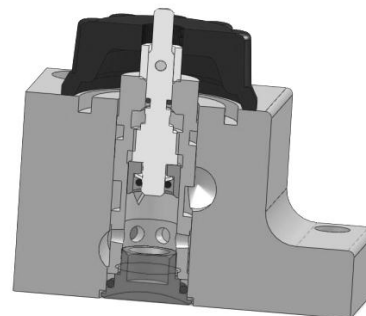
Рис. 1. Дросель типу ПГ77-12:
а – фото дроселя; б - об'ємна модель дроселя

В процесі аналізу конструкції дроселя типу ПГ77-12 одним з недоліків було виявлено наявність зворотної пружини спірального типу, що знаходиться на шляху руху рідини і є додатковим гідроопором зі змінним міжвитковим перерізом. В наслідок чого дросель працює менш стабільно на різних рівнях витрат.

Технічна пропозиція по модернізації приведеної базової конструкції дроселя полягає в застосуванні замість пружини спірального типу пружини тарілчастої з розміщенням її всередині втулки-дроселя (рис. 2). Внаслідок проведеної модернізації вплив зворотної пружини на гідродинамічні характеристики роботи дроселя має бути усуненим, що значно зменшить рівень турбулізації потоку, флуктуації основних характеристик та інтенсивність теплоутворення.



а)



б)

Рис. 2. Технічні пропозиції до модернізації:
а – дросель з спіральною пружиною (базовий варіант); б – дросель з тарілчастою пружиною (модернізований варіант)

Для апробації вказаних технічних пропозицій проводилося комп'ютерне моделювання гадродинамічних процесів всередині дроселя стандартної та зміненої конструкції з використанням відповідного програмного продукту. Пакет прикладних програм САПР Solid Works та COSMOS FloWorks призначений для моделювання гідро- та газодинамічних процесів всередині досліджуваних об'єктів на різних режимах роботи.

В основі дослідження математичної моделі покладено рівняння Нав'є-Стокса, що описують в нестационарній постановці закони збереження маси, імпульсу та енергії середовища. Розрахункова програма використовує метод кінцевих об'ємів і значення незалежних змінних розраховуються в центрі комірок. В рамках підходу Ейлера в декартовій системі координат $(x_i, i=1,2,3)$ рівняння матимуть вид [5]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S_i, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} ((\rho E + P) u_k + q_k - \\ - \tau_{ik} u_i) = S_k u_k + Q_H, \end{aligned} \quad (5)$$

де t – час, u – швидкість текучого середовища, ρ – густина середовища, P – тиск у середовищі, S_i – зовнішні масові сили, що діють на одиничну масу, E – повна енергія одиничної маси середовища, Q_H – тепло, що виділяється тепловим джерелом в одиничному об'ємі, τ_{ik} – тензор в'язких зсувних напружень, q_i – дифузійний тепловий потік.

В процесі моделювання використовувалася методика однофакторного експерименту для напівзакритої щілини. Вихідними параметрами моделювання були задані:

вид робочого середовища – олива індустріальна ІПП-38;

температура робочого середовища – 50 °С;

температурний режим – адіабатичний;

режим руху – ламінарно-турбулентний;

тиск на вході дроселя – 20 МПа;

величина витрати на виході з дроселя в діапазоні 0 – 20 л/хв.

В результаті моделювання отримано для кожної фіксованої величини витрати: поле розподілу тисків; поле розподілу швидкостей; поле розподілу температур; поле розподілу ліній току. За отриманими даними було визначено: значення показника степеня m ; коефіцієнт

витрати μ ; перепад тиску на дроселі Δp ; приріст температури в дроселі ΔT .

Пакети прикладних програм SolidWorks та COSMOS FloWorks дають можливість досить наглядно представити результати моделювання обох конструкцій дроселів у виді кольорових картин полів та відповідних їм графіків і таблиць в програмі Microsoft Excel [5,6,7]. Наприклад: зображення поля розподілу тисків всередині дроселя (рис. 3) та графіки втрат тиску для різних витрат (рис. 4).

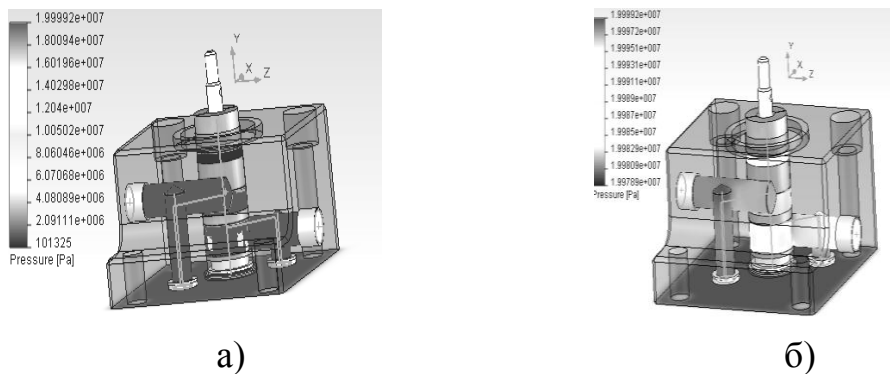


Рис. 3. Поле розподілу тисків:

а – для базового варіанту; б – для модернізованого варіанту

Співвідношення витрати та перепаду тиску (рис.4) є основною характеристикою роботи дроселя. Отримана залежність є квадратичною. Значення перепаду тиску близьке до 0,2 МПа при номінальній витраті 20 л/хв. відповідає паспортним даним дроселя і вказує на адекватність роботи математичної моделі САПР.

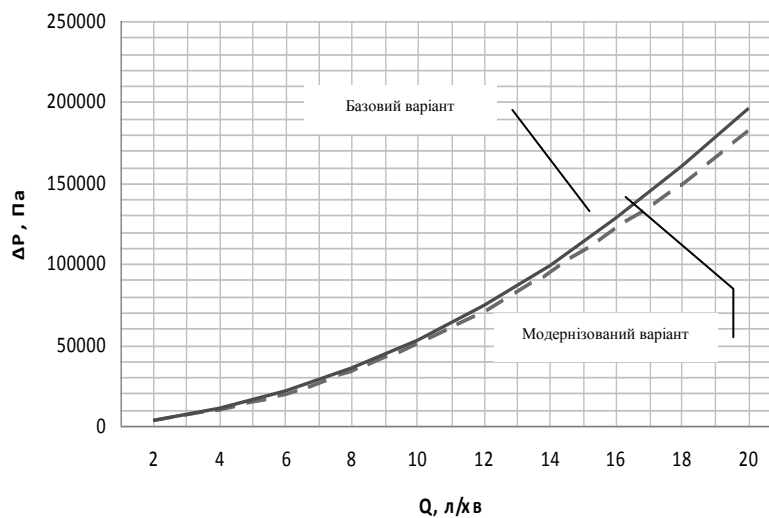


Рис. 4. Графіки втрат тиску в дроселях базового та модернізованого варіанту виконання

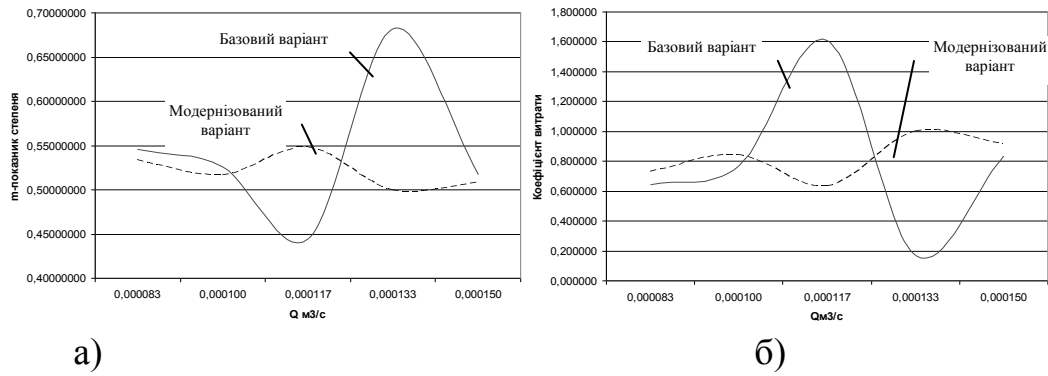


Рис. 5. Графіки показників степеня перепаду тиску m (а) та базового та коефіцієнтів витрати μ (б) базового та модернізованого варіанту виконання

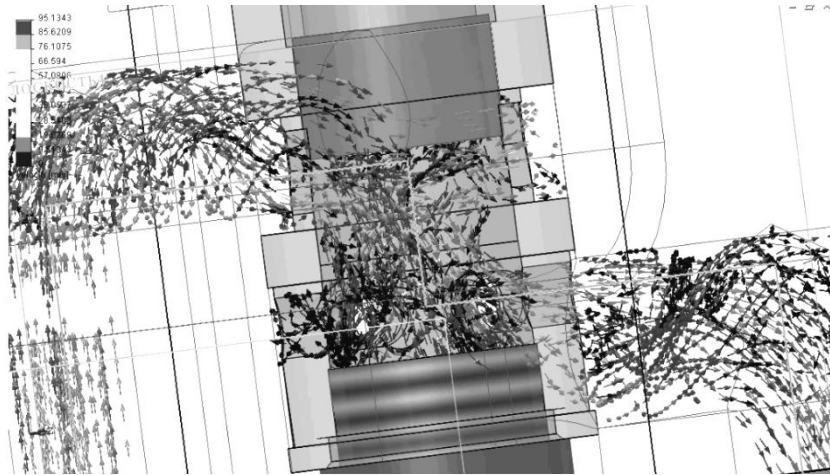


Рис. 6. Анімація ліній току з індикацією середньої швидкості руху рідини

Аналіз отриманих результатів дає підстави стверджувати, що гідродинамічні процеси всередині дроселя в цілому відповідають реальним процесам на практиці.

Порівняльний аналіз конструкцій дроселів показав, що модернізований варіантів на відміну від базового має:

- перепад тиску при номінальній витраті 20 л/хв. менший на 6,77 %;

- показник перепаду тиску m більш характерний для діафрагменного типу дроселя і має менший рівень флуктуації на 79,5 % (рис.5,а);

- коефіцієнт витрати збільшився на 2,3 % та має менший рівень флуктуації на 74,5 % (рис.5,б);

- потужність теплоутворення зменшилася на 8,6 %.

Отримані результати можуть бути пояснені усуненням непродуктивної зони вихроутворення, що створювалася спіральною пружиною на шляху руху дроселюючого потоку.

Висновки.

1. Використання САПР SolidWorks та COSMOS FloWorks для створення об'ємних моделей гідроапаратури взагалі та дроселів зокрема, а також моделювання гідродинамічних процесів всередині їх, значно прискорює процес проектування гідроприводів за рахунок автоматизації розрахунків основних параметрів та візуалізації їх результатів.

2. Можливості зазначеної САЕ системи, дозволяють змінювати геометрію моделі в процесі проектування з метою пошуку найбільш оптимальної конструкції за заданими параметрами.

3. Візуалізація полів тиску, швидкості, температур та ліній току (рис. 6) дає змогу виявити непродуктивні зони в потоці рідини, де показник степеня перепаду тиску та коефіцієнт витрати мають значну нестабільність.

Література

1. Справочник по гидравлике / [Под редакцией В.А. Большакова]. – Киев: Высшая школа, 1977. – 280 с.
2. *Немировский И.А.* Расчет гидроприводов технологических машин / *И.А. Немировский, Н.Г. Снисарь.* – К. : Техника, 1992. – 181 с.
3. Гидравлика и нагнетатели: Учеб. пособие / [*А.М. Грабовский, О.Н. Цабиев*]. – К.: УМК ВО, 1992. – 288 с.
4. Гидропривод. Основы и компоненты: Учебный курс, том 1 / [*Х. Экснер, Р. Фрейтаг и др.*]. – Бош Рексрот АГ – Эрбах, 2003. – 320 с.
5. *Алямовский А.А.* Solid Works. Компьютерное моделирование в инженерной практике / *А.А. Алямовский и др.* – Петербург: БХВ – Петербург, 2005. – 800 с.
6. *Циба О.А.* Моделювання гідродинамічних процесів в місцевих опорах гідросистем / *О.А. Циба, Д.С. Шенілов* // Вісник ЧДТУ. – 2008. – №1. – С. 78.
7. *Веретільник Т.І.* Компютерне моделювання роботи кавітаційного реактора з використанням засобів САПР Solid Works / *Т.І. Веретільник, О.А. Циба, М.О. Щербина* // Промислова гидравліка і пневматика. – 2010. – №3(29) – С. 75 – 80.
8. Объемные гидроприводы (вопросы проектирования) / [Богданович Л.Б.]. – К. : Техника, 1971. – 172 с.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДРОССЕЛЕЙ
СТАНОЧНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ С ПОМОЩЬЮ
САПР COSMOS FLO WORKS**

Цыба А.А., Зима А.В., Рубанов Л.Д.

Аннотация – рассмотрены особенности применения компьютерного моделирования в процессе проектирования и модернизации конструкций гидравлических дросселей нелинейного типа с использованием пакетов программ САПР SolidWorks и COSMOS FloWorks. Приведены результаты сравнительного анализа работы дросселей различных конструкций.

**MODELING HYDRAULIC PROCESSES AT DESIGNING
THROTTLES OF MACHINE HYDRAULIC ACTUATORS WITH
CAD COSMOS FLO SOFTWARE**

A. Tsyba, A. Zima, L. Rubanov

Summary

The features of application of computer design are considered in the process of planning and modernization of constructions of hydraulic throttles of nonlinear type with the use of software packages CAD SolidWorks and COSMOS Flo Works. Results of analysis of the operation of throttles of different designs are considered.

УДК 664.72

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ОХОЛОДЖЕННЯ ЗЕРНА

Верхоланцева В.О., інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619)42-04-42

Анотація – робота присвячена визначенню потреби та ефективності охолодження зернової маси.

Ключові слова – зберігання, зернова маса, охолодження, режим, активне охолодження, пасивне охолодження, метод, обробка.

Постановка проблеми. Зберігання зерна є завершальним етапом у процесі його виробництва і має велике значення для отримання продуктів високої якості. Вибір режиму зберігання для кожної партії зерна, залежно від її початкової якості та цільового призначення, є досить важливою технологічною операцією [4]. Так, в Україні, що вирощує 30-40 млн т зерна, через недостатньо розвинену матеріально-технічну базу з переробки й зберігання врожаю щорічні втрати сягають 8 млн т на суму майже 800 млн дол. США. Кількісні втрати супроводжуються зниженням якості посівних та продовольчих кондицій зерна. При цьому найбільші втрати у господарствах, де погана матеріально-технічна база обробки та зберігання зерна. Водночас у високорозвинених країнах Європи та Америки ці втрати не перевищують 1–2% – технічно неминучий мінімум [1].

Одним із методів, що запобігає втратам зернових при зберіганні є охолодження. Проте, доволі часто даний процес проводиться з невиправдано високими енерговитратами.

Тому питання визначення перспективності метода охолодження на сьогодні є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. В Україні й країнах СНД сушіння, як правило, проводиться сумішшю топкових газів і повітря, що викликає забруднення канцерогенними речовинами. Так, навіть у борошні вищого сорту, виявляється бензапирен, незважаючи на те, що зерно на борошномельних підприємствах обробляють більшою кількістю води (2 л води на 1 кг зерна) [1]. У той же час,

охолоджене зерно залишається екологічно чистим (виключається забруднення вуглеводнями, сажею, окислами сірки й азоту, важкими металами, нітритами й нітратами) і якісним (відсутня денатурація білка).

У системі заготівель значаться охолодженими лише партії зерна, що мають у насипі температуру не більше 10°C . При охолодженні зернової маси першого ступеня температура всіх шарів насипу нижча 10°C , другого ступеня — нижча 0°C . Найсприятливіша для зберігання насіння температура $0\text{—}5^{\circ}\text{C}$. Не рекомендується охолоджувати насіння до низької мінусової температури, оскільки в його партіях з підвищеною вологістю спостерігається зниження схожості. Температура мінус $10\text{—}20^{\circ}\text{C}$ згубно діє на зерно злакових при його вологості понад $18\text{—}20\%$. Крім того, значне охолодження зернових мас (до мінус 20°C і нижче) зумовлює великий перепад температур у весняний період, що призводить до самозігрівання у верхньому шарі насипу. Зайве остигання може бути шкідливим і для партій посівного матеріалу, тому що при наявності вільної води в насіння можлива втрата ними схожості вже при температурах $-10\text{—}-20^{\circ}\text{C}$ і нижче. Остигання зернових мас до 0°C або маленьких мінусових температур забезпечує їхню схоронність і спрощує спокійний перехід до умов весняно-літнього зберігання.

Формулювання мети статті. Обов'язковою умовою при зберіганні зернової маси є зменшення втрат поживних речовин.. Тому метою роботи є визначення перспективності методу охолодження.

Основна частина. Зерно гарно зберігається тільки в тому випадку, якщо всі процеси в ньому у край уповільнені. Найбільший вплив на інтенсивність процесів у зерновій масі роблять вологість, температура й забезпеченість киснем. Зернопереробну промисловість вважають важливою ланкою агропромислового комплексу, оскільки вона забезпечує виробництво основних продуктів харчування людей борошна круп. Хлібні продукти містять у своєму складі важливі живильні речовини (білки, вуглеводи й ін.), необхідні людині, і щоб їх зберегти, потрібно вибрати найкращий метод зберігання зерна у сховищі.

Спосіб зберігання зернових мас залежить переважно від їх фізичних та фізіологічних властивостей. Всі партії зерна треба зберігати у спеціальних сховищах. Зерносховища класифікують за багатьма ознаками, найважливішими з яких є: період зберігання (тимчасового або тривалого); конструкційні особливості (навіси, склади, елеватори тощо); види операцій, які в них проводяться (тільки зберігання чи зберігання й обробка); ступінь механізації

(механізовані, напівмеханізовані, немеханізовані); наявність і тип установок для активного вентилявання насіння (канальна, підлогова, переносна та ін.) [2].

Вибір режиму зберігання визначається багатьма умовами, у числі яких повинні бути враховані: кліматичні умови місцевості, у якій перебуває господарство; типи наявне зерно сховищ і ємність їх; технічні можливості господарства для приведення партій зерна в стійкий при зберіганні стан; цільове призначення партій зерна, що зберігається; якість партій зерна; економічна доцільність застосування того або іншого режиму й прийому.

У світовій практиці використовують такі режими зберігання зерна:

1) зберігання зерна в сухому стані за принципом ксероанабіозу (часткове зневоднення);

2) зберігання зерна в охолодженому стані (за принципом психроанабіозу);

3) зберігання зерна без доступу повітря, тобто в герметичних умовах (на основі принципу нарко- або анабіозу).

Традиційні методи зберігання (попереднє очищення, сушіння, остаточне очищення й зберігання в елеваторі або зерноскладі) пов'язані із втратами зерна на кожному з етапів. Разом з тим, як показує практика, використання штучного холоду, в остаточному підсумку, на 25...30 % вигідніше теплової обробки зерна - втрати сухої речовини під час подиху зерна при температурі 20 °С утрос більше, ніж при 10 °С. Охолодження, як і зниження вологості, різко гальмує інтенсивність усіх біологічних процесів у зерновій масі, пригнічує життєдіяльність мікроорганізмів, може призвести до загибелі великої частини комах [3].

Для охолодження зерна (насіння) використовують природне атмосферне повітря, досягаючи при цьому повного консервування маси на весь період зберігання.

Зниження температури на кожні 5°С приблизно вдвічі збільшує тривалість стійкого зберігання зерна, однак надійне консервування забезпечується тільки за умов достатньо ефективного охолодження.

Способи охолодження зернових мас атмосферним повітрям поділяють на дві групи: пасивні й активні.

При *пасивному охолодженні* зернову масу не перемішують і не нагнітають у неї повітря, а провітрюють зерносховища та обладнують у них припливно-витяжну вентиляцію. Відкриваючи вночі вікна і двері складу в літньо-осінній період, знижують температуру повітря в складі, а отже, в зерновій масі.

Підвищити ефективність пасивного охолодження можна, обладнавши припливно-витяжні канали безпосередньо в місткостях

для зберігання зерна (засіках, бункерах та ін.). Однак цей захід не завжди ефективний, бо за такої системи вентиляції крізь зернову масу проходить недостатня кількість повітря для того, щоб охолодити її.

До активних способів охолодження належать перелопачування зернових мас, пропускання їх через зерноочисні машини, конвеєри і норії, обробка на стаціонарних або пересувних установках для активного вентилявання, що пов'язано з травмуванням зерна. Активним способом охолоджують насамперед нестійке до зберігання зерно.

Обробка зернових мас штучно охолодженим повітрям дуже ефективна. В режимі активного вентилявання свіжозібране зерно вологістю до 20 % можна зберігати без зниження якості протягом 8—10 днів, але втрати на дихання при цьому різко збільшуються. Відсутність кисню в міжзернових просторах і над зерною масою зумовлює значне зниження інтенсивності її дихання, внаслідок чого зерно основної культури й інші живі компоненти переходять на анаеробне дихання і поступово гинуть. За відсутності кисню не можуть розвиватися шкідливі для зерна мікроорганізми й комахи.

У результаті анаеробного дихання зерна виділення теплоти зменшується майже в 30 разів, тому виключається розвиток процесу самозігрівання. Оскільки за такого режиму втрачається життєздатність сирого зерна, його використовують переважно як фуражне. При цьому консервується зерно будь-якої вихідної вологості і завдяки цьому можна починати збиральні роботи приблизно на тиждень раніше загальноприйнятих строків. На зберігання зерно можна закладати без проведення його післязбиральної обробки.

Висновки. Таким чином, при визначенні ефективності застосування охолодження враховується цілий ряд факторів: результати досліджень базису сучасних науковотехнічних знань про процеси охолодження, їхню роль у виробництві, інформацію про стан робіт. Доцільність створення й впровадження обладнання для охолодження зерна є необхідним у зернопереробній галузі.

Література

1. *Дмитрук Е.А.* Использование искусственного холода при хранении зерна / *Б.Н. Петруня, Е.А. Дмитрук* // Хранение и переработка зерна. – 2000. – №10. – С. 27–28.
2. *Мельник Б.Е.* Технология приемки, хранение и переработка зерна / *Б.Е. Мельник, В.Б. Лебедев.* – М.: Агропромиздат, 1990. – 367 с.

3. *Подпратов Г. І.* Зберігання і переробка продукції рослинництва: Навч. посібник / *Г. І. Подпратов, Л. Ф. Скалецька, А. М. Сеньков, В. С. Хилевич.* — К.: Мета, 2002. — 495 с..
4. *Трисвятский Л. А.* Хранение зерна / *Л. А. Трисвятский.* — М.: Агропромиздат, 1986. — С. 25-29.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДА ОХЛАЖДЕНИЯ ЗЕРНА

Верхоланцева В.О.

Аннотация – работа посвящена определению потребности и эффективности зерновой массы.

DETERMINATION OF USAGE EFFICIENCY OF OF THE METHOD OF COOLING OF GRAIN

V. Verkholantseva

Summary

A paper is devoted to determination of necessity and efficiency of cooling of grain mass.

УДК 629.114.2.075

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ НА ЇХ КЕРОВАНІСТЬ

В.В. Довгаль, аспірант*

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-57-97

Анотація – у статті проведений аналіз впливу деяких конструктивних параметрів машинно-тракторного агрегату, які негативно позначаються на його керованості, розглянуті методи їхнього усунення.

Ключові слова – машинно-тракторний агрегат (МТА), бічне відведення шин, керованість МТА.

Постановка проблеми. Випадкові відхилення трактора й знаряддя від заданого напрямку руху формуються під впливом випадкових збурюючих сил, що негативно позначається на керованості МТА. Причиною виникнення чутливості МТА до силових збурень, є властивість зв'язку еластичних шин трактора з опорною поверхнею і визначається фізикою процесу кочення. Погіршення керованості МТА обмежує технологічну швидкість руху і викликає зменшення продуктивності МТА.

Аналіз останніх досліджень. Теоретичному аналізу кочення колеса з еластичною шиною присвячено багато наукових праць. Основи теорії були закладені академіком Чудаковим Є.А. і в подальшому мали розвиток в працях Антонова М.А., Літвінова А.С. та інших. Неголономний характер зв'язку «шина-дорога» є достатньо складним. Основні положення сучасної теорії зводяться до наступного: якщо на колесо діє вертикальне навантаження, а також бічна сила, то завдяки еластичності шини форма площини контакту з опорною поверхнею перетворюється на «бобовидну», під час кочення колеса з поверхнею контактують деформовані елементи шини. Постійна деформація нових елементів шини призводить к відведенню площини колеса у напрямку бічної сили. Це явище називається боковим відведенням, а кут між площиною колеса і напрямком руху – кутом бокового відведення. При цьому перерозподілення бокових дотичних сил в площині контакту відтворюють крутний момент відносно відведення (стабілізуючий момент).

© асп. В.В. Довгаль

* Науковий керівник - к.т.н., доц. М.М. Луб'яний

Додатково на керованість і стійкість руху МТА впливає ряд конструктивних параметрів трактора та експлуатаційних характеристик транспортного агрегату. До них відносяться:

- довжина колісної бази й розподіл маси трактора по осях;
- конструктивні особливості рульового керування;
- стабілізація керованих коліс, обумовлена кутами установаження коліс;
- перерозподіл крутного моменту по осях ведучих коліс, обумовлений роботою диференціала, а також напрямком і величиною зусилля на гаку;
- пружні характеристики шин, обумовлені внутрішнім тиском у них і зовнішні навантаження;
- мікропрофіль поля;
- конструктивні особливості причіпного (навісного) знаряддя й характер зміни величини й напрямки гакового зусилля.
- легкість керування, обумовлена зусиллям на кермовому колесі й положенням кермового колеса відповідно до оптимальних зон;
- умови роботи водія, тобто комфортабельність, обумовлена зручністю посадки водія, оглядовістю, плавністю ходу й т.д.

Ступінь вивченості перерахованих факторів на поведження МТА при його русі вкрай нерівномірна.

Формулювання цілей статті. Основним завданням статті є обґрунтування шляхів покращення керованості МТА.

Основна частина. Для покращення керованості МТА можна відзначити два основні напрямки: пасивні і активні.

До перших можна віднести конструктивне удосконалення пневматичних шин та заходи, щодо зниження відведення коліс. Наприклад застосування бандажних дисків на керованих колесах трактора, які мають малий спротив бічному відведенню шин. Це актуально на м'якому ґрунті, де кочення колеса відбувається з ковзанням контактної відбитка й залежність бічної сили від кута відведення в цьому випадку часто називають кривою сумарного бічного відведення. Причому з ростом кута відведення збільшується величина ковзання відбитка в поздовжньому напрямку, що, у свою чергу, збільшує ковзання й у бічному напрямку.

При нульовому куті відведення величина ковзання контактної відбитка становить 2,5...4%. При збільшенні кута відведення до 0,27 радіан (16°) ця цифра зростає до 20...30%. Про це можна судити по зміні радіуса кочення колеса від кута відведення (рис.1) [3].

Збільшення ковзання контактної відбитка ряд авторів пояснює тим, що при бічному відведенні відбувається більш сильне руйнування ґрунту при одночасній її деформації в двох напрямках, а також значним збільшенням сили опору коченню колеса.

Стан поверхні поля так само істотно впливає на відведення шин, а отже, і на керованість транспортних агрегатів. Так, агрегати, що

мають гарну керованість на поверхнях з більшим коефіцієнтом зчеплення, можуть мати погану керованість на поверхнях з малим коефіцієнтом зчеплення. Це пояснюється тим, що кути відведення, при яких починається ковзання, у другому випадку невеликі й мало впливають на напрямок руху. Відведення шин залежить від конструкції шин, тиску повітря в них і навантаженні на шину.

Зі зменшенням тиску в шинах їхнє відведення збільшується. При перерозподілі навантаження під дією бічних сил з одного колеса осі на інше, зменшення коефіцієнта опору відведенню на розвантаженому колесі більше, ніж його збільшення на іншому, що приводить до зменшення коефіцієнта опору відведенню осі в цілому.

До активних заходів можна віднести конструкції рульових керувань, які працюють за принципом активної компенсації відведення шин під час його виникнення [2].

Також теоретичними дослідженнями тракторів і автомобілів встановлено, що значний вплив на стійкість їхнього руху роблять кути установлення керованих коліс.

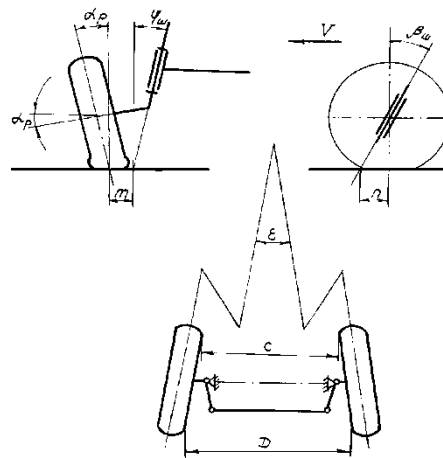


Рис. 1. Кути установлення керованих коліс трактора

Установлення керованих коліс транспортних засобів визначається наступними параметрами.

- кутом поперечного нахилу шворня – $\phi_{ш}$;
- кутом поздовжнього нахилу шворня - $\beta_{ш}$;
- кутом розвалу – $\alpha_{р}$;
- кутом сходження - ϵ . (рис.1) [3].

У цей час кути встановлення керованих коліс досліджені теоретично й експериментально досить широко. Велика кількість робіт

присвячена дослідженню впливу кутів устанавлення керованих коліс, на величину опору руху колеса й повороту транспортного засобу й т.п.

Однак, якщо деякі питання досліджені досить докладно й глибоко й трактуються авторами однозначно, то інші й по теперішній час ще досліджуються й викликають суперечливі тлумачення.

До числа перших можна віднести призначення кутів поперечного й поздовжнього нахилу шворня. До числа параметрів устанавлення керованих коліс не менш широко досліджених, чим кути устанавлення шворнів, однак часто суперечливих в поясненні, необхідно віднести кут розвалу коліс і кут їхнього сходження.

Деякі рекомендації авторів, що досліджували вплив кутів устанавлення керованих коліс, кінематиці й силового навантаження елементів кермового привода на стійкість керованого руху й ергономічні показники МТА щодо тракторів з механічним рульовим керуванням і з гідروідсилювачем керма (ГПК), не завжди застосовні для сучасних колісних тракторів з гідрооб'ємним кермовим керуванням (ГОКК). Впровадження ГОКК на колісних тракторах вимагає ґрунтовного конструктивного пророблення кермового привода, кермового механізму й виконавчого механізму, як по кінематиці й динаміці, так і по надійності елементів привода.

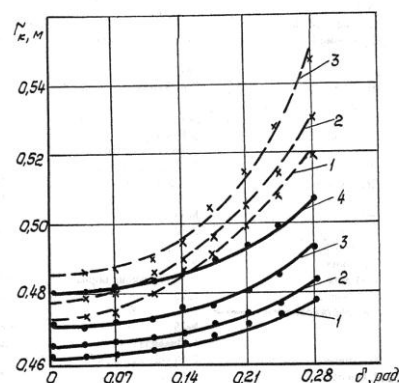


Рис.2. Залежність величини ковзання контактного відбитка від кута відведення колеса

На величину відведення впливає конструкція ходової системи, кінематика й конструктивні особливості кермового привода. Відомо, що кінематика підвіски й кермового привода сприяє відведенню осей, якщо при крені трактора площина колеса повертається навколо вертикальної та горизонтальної осей убік крену.

Для тракторів, що мають кут поперечного нахилу шворня $\phi_{ш} = +4..8^\circ$ і кут розвалу α_r до 4° , зі збільшенням кута повороту колеса збільшується і його нахил убік дії відцентрових сил, що, мабуть, сприяє збільшенню відведення шин і бічному ковзанню керованих коліс.

Висновки. Для усунення негативного впливу явища бокового відведення пневматичних шин на керованість МТА актуальними є такі заходи:

- удосконалення конструкцій шин, а також застосування бандажних дисків для підвищення опору відведенню;
- необхідно проведення додаткових досліджень по оптимізації параметрів установа керованих коліс із метою поліпшення керованості колісних тракторів;
- розробка систем активної компенсації бокового відведення шин;
- розробка рульових керувань з корегуванням траєкторії руху при коливаннях курсового кута трактора.

Література

1. *Петров В.А.* Синтез ергономічних рульових управлінь для мобільних машин / *В.А. Петров* // Праці Таврійської державної академії. – Вип.1. Т.17. – Мелітополь ТДАТА, 2000. – С. 60–64.
2. *Петров В.О.* Пристрій компенсації бокового уводу шин машино-тракторних агрегатів / *В.О. Петров, А.В. Петров* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Вип.8. – Т.4. – Мелітополь ТДАТУ.2008. – С. 15–19.
3. *Лубяной Н.Н.* Исследование управляемости колёсных тракторов: дис. ... канд. тех. наук / *Н.Н. Лубяной*. – Москва, 1984. – 207 с.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ МАШИНО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ НА ИХ УПРАВЛЯЕМОСТЬ

Довгаль В. В.

Аннотация – в статье проведен анализ влияния некоторых конструктивных параметров машино-тракторного агрегата, которые негативно сказываются на его управляемости, рассмотрены методы их устранения.

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF DESIGN FEATURES OF CONTROLLABILITY PARTICULARITIES MACHINE-TRACTOR UNIT TELLING ON HIS REMOVEL

V. Dovgal'

Summary

Analysis of the influence of some design parameters of a machine-tractor unit, which deferiorateits controllability is presented, and methods of their removal are considered in the article.

ЗМІСТ

<i>Пастушенко С.І., Огієнко М.М.</i> Математичне моделювання процесів роботи похилого циліндричного сепаратора при доробці технологічної насінневої маси овоче-баштанних культур	3
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Титов Д.С., Засядько А.И.</i> Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами	11
<i>Головчук А.Ф., Лапенко Г.О., Арендаренко В.М., Харак Р.М.</i> Результати дорожніх випробувань колісного тарктора з універсальним регулятором швидкості	23
<i>Корлюк С.С., Сеник В.Б.</i> Прогноз денатурации сывороточных белков в зависимости от режима пастеризации	29
<i>Полянский А.С., Лузан С.А., Дерябкина Е.С.</i> Обоснование возможности подготовки поверхности металлическими щетками для газотермического напыления покрытий	34
<i>Полянский А.С., Дубинин Е.А., Дубинина И.Н.</i> Перспективы внедрения инноваций на предприятиях автомобильного транспорта	43
<i>Тригуб О.А., Білан А.В., Осипенко В.І., Ступак Д.О.</i> Дослідження течії робочої рідини в проміжку між електродом-інструментом та заготовкою	51
<i>Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Корчан Н.С., Задорожня В.В.</i> Оценка устойчивости положения колесных машин методом парциальных ускорений	58
<i>Волошина А.А.</i> Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники	67
<i>Болтянський О.В., Зуєв О.О., Стефановський О.Б., Кольцов М.П.</i> Визначення параметрів палива при розрахунку циклу дизеля, що споживає суміш дизельного і біологічного палив	86
<i>Стефановский А.Б.</i> Особенности перспективных электромобилей фирмы RENAULT	92
<i>Кувачов В.П.</i> Аналіз методик визначення глибини технологічної колії у випадку її прокладання на ґрунті колесами енергозасобу	96
<i>Гвоздєв В.О.</i> Визначення економічної ефективності приготування комбікормів з використанням швидкохідного гвинтового змішувача	103
<i>Брагінець А.М.</i> Перспективи реконструкції і автоматизації молочних ферм	112

<i>Болтянський О.В., Болтянська Н.І.</i> Поліпшення екологічних і економічних показників автомобільних двигунів шляхом вдосконалення газорозподільного механізму	120
<i>Стефановский А.Б.</i> Тенденции форсирования современных моделей зарубежных тракторных дизелей	127
<i>Сушко О.В.</i> Поліпшення механічних характеристик традиційних сталей	136
<i>Мілько Д.О.</i> Моделювання впливу складових раціону на загальну перетравність поживних речовин раціону	142
<i>Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.</i> Утилізація автомобільних масляних фільтрів	147
<i>Зуев А.А., Степанов П.П., Панкова А.И., Кольцов Н.П.</i> Перспективы развития поршневых двигателей внутреннего сгорания	157
<i>Бондаренко О.В., Грубань В.А.</i> Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів очисного пристрою кукурудзозбиральних машин	161
<i>Бунина Л.М., Бакарджиев Р.О.</i> Малоциклова витривалість кованих сталей	167
<i>Бистрий О.М., Роговський І.Л.</i> Методика визначення ресурсу за динамікою зношування деталей зернозбиральних комбайнів	171
<i>Роговський І.Л.</i> Аналітична формалізація мети системи технічного обслуговування сільськогосподарських машин	177
<i>Бондаренко О.В.</i> Оцінка сучасного стану вітчизняного парку кукурудзозбиральних машин	184
<i>Виноградов А.Г.</i> Дослідження властивостей водяних завіс за допомогою програмного комплексу Flowvision	192
<i>Домашенко С.В., Морозов Д.М.</i> Аналіз перспектив використання CRM-систем у туристичному бізнесі	200
<i>Хмелев Р.Н.</i> Унифицированный подход к математическому описанию газовых и гидравлических систем поршневых двигателей внутреннего сгорания	204
<i>Кольцов М.П., Карташов С.Г.</i> Перспективна технологія вирощування гірчиці на Півдні України	214
<i>Гречка І.П., Свинаренко М.С.</i> Удосконалення гасителя пульсацій тиску рідини в трубопроводі	220
<i>Поздеев С.В.</i> Математическое моделирование тепловых процессов начальной стадии испытания железобетонной колонны на огнестойкость	227
<i>Швец Л. В.</i> Застосування процесу вальцювання заготовок із алюмінієвих сплавів в умовах ізотермічного деформування	236

<i>Михайлов Є.В., Кольцов М.П., Білокопитов О.О.</i> Аспекти методики визначення параметрів повітряного потоку в пневмосистемі машини попереднього очищення зерна	242
<i>Милаева И.И.</i> Сравнительная характеристика конструкции зарубежных двигателей при эксплуатации	250
<i>Шпиганович Т.О.</i> Математичне моделювання сепарації зерна через щілинні отвори між розгінними ділянками розподільного конуса	256
<i>Ракул О.І., Пилип В.Є.</i> Вдосконалення качановідокремлювального апарату кукурудзозбиральної техніки	268
<i>Назаренко О.О.</i> Математичне моделювання динамічних та економічних показників машинно-тракторних агрегатів	278
<i>Проскуріна І.В.</i> Перспективи впровадження високоефективного пилоповітряного обладнання у вугільній промисловості	282
<i>Молодан А.А.</i> Повышение точности оценки технического состояния цилиндропоршневой группы разделением потоков картерных газов	292
<i>Тарасенко С.Є.</i> Шляхи енергозбереження при виробництві продукції рослинництва	304
<i>Зуев А.А., Степанов П.П.</i> Двигатель, работающий на растительном масле	312
<i>Циба О.А., Зима О.В., Рубанов Л.Д.</i> Моделювання гідродинамічних процесів при проектуванні дроселів верстатних гідроприводів за допомогою САПР COSMOS Flo Works	317
<i>Верхоланцева В.О.</i> Визначення ефективності застосування методу охолодження зерна	326
<i>Довгаль В.В.</i> Аналіз впливу конструктивних особливостей машинно-тракторних агрегатів на їх керованість	331

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

У збірнику праць Таврійського державного агротехнологічного університету публікуються статті, що містять результати експериментальних і теоретичних досліджень з проблематики, присвяченої механізації та гідрофікації мобільних енергетичних засобів, а також процесам, що відбуваються в агропромисловому виробництві.

До редакції збірника приймаються статті, які не знаходяться на розгляді для опублікування в інших виданнях. Матеріали повинні бути підготовлені у відповідності до вимог редакції збірника щодо їх змісту і оформлення. Статті публікуються однією з трьох мов: українська, російська, англійська, – і подаються до редакції у двох рукописних примірниках та електронному варіанті.

До статті додаються:

- відомості про автора (П.І.Б., вчений ступінь, звання, посада, місце роботи, номер службового телефону, e-mail);
- файл з текстом рукопису статті на CD дисках;
- анотації та ключові слова статті українською, російською і англійською мовами;
- обов'язкове зазначення УДК.

Під час оформлення статей до публікації у нашому збірнику потрібно дотримуватися таких правил:

- зміст та структура статті повинні відповідати Постанові ВАК України від 15.01.2003 р. № 7-05/1 «Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України». Стаття повинна складатися зі вступу (постановка проблеми у загальному вигляді), формулювання мети статті, викладу основного змісту статті, обґрунтування отриманих результатів, власне висновків наукового дослідження, окреслення перспективи подальших розвідок з даної проблеми;
- обсяг статті не повинен бути меншим за 4 сторінки; поля: верхнє – 3 см, нижнє – 2 см, правє – 3 см, лівє – 3 см; шриффт: Times New Roman, 14 pt; інтервал: одинарний.
- виклад змісту повинен бути стислим, чітким, без повторів та дублювання вміщених у текст рисунків, таблиць та ін.;
- всі абрєвіатури, скорочєння власних назв та термінів, що вперше зустрічаються в тексті, повинні мати розшифрування; подання в формулах: текст – напівжирний шриффт; цифри – нежирний шриффт;
- посилання на літературні джерела потрібно подавати у квадратних дужках.

Відповідальність за вірогідність та оригінальність поданих матеріалів покладається на авторів рукописів. При наявності невідповідності рукописів вимогам редакції щодо оформлення статей у збірнику вони повертаються авторам.

Матеріали для публікації надсилаються за адресою:

72312, м. Мелітополь, вул. Бейбулатова, 2, Таврійський державний агротехнологічний університет, кафедра «Мобільні енергетичні засоби», завідувачу кафедри «МЕЗ», професору Панченку А.І.

Тел. (0619) 42-04-42

E-mail: tia_tgata@bk.ru

Наукове фахове видання

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 11. Том 1.

Свідоцтво про державну реєстрацію – Міністерство юстиції
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – Панченко А.І.

Підписано до друку 05.04.2011 р. друк. Rizo. Друкарня ТДАТУ.
33,25 умов. друк. арк., тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10
тел. (06192) 6-88-38