

communication Telecom operators in the region. The subsystem should be focused on changes in the structure of communication network, types of communication channels (wire, radio, satellite) and simultaneous operation of different types of communication channels. The reliability of the subsystem is provided by redundant means of data collection and transmission. Compliance with these requirements is ensured by the corresponding profile of standards for a given subsystem.

Key words: *grain, transportation, stream, system, management, transport*

УДК 631.1.004

ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО КОНТРОЛЮ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ЗА ПАРАМЕТРАМИ ПРОЦЕСУ ПАЛИВОПОДАЧІ

***І. Л. Роговський, кандидат технічних наук
e-mail: irogovskii@gmail.com***

Анотація. Одним з основних елементів системи управління виникнення відмов паливної апаратури сільськогосподарських машин є управління факторами ризику для виникнення самих відмов. Зменшення ризику можливо різними способами (наприклад, заміна обладнання, навчання персоналу та ін).

Для ефективної реалізації компонентів потрібно розробляти методики для кожного елемента системи управління виникнення відмов сільськогосподарських машин. У діючих аграрних компаніях вже розроблені системи і є свої напрацювання в цій області. В основі прийняття рішення по корекції рівня ризику виникнення відмов лежить експертний метод, і даний етап є складним.

Відомо, що забезпечити нульовий ризик у діючих системах неможливо. В даний час концепція абсолютної безвідмовності відкинута і використовується концепція прийнятного (допустимого) ризику виникнення відмов, суть якої полягає в прагненні до забезпечення такого рівня безвідмовності, який є прийнятним в даний період часу або найменшого практично можливого рівня.

Досягнення найменшого практично можливого рівня визначається фінансовими ресурсами аграрних компаній. Грамотне розподіл ресурсів є одним з найбільш важливих організаційних процесів аграрних компаній. Недолік фінансування заходів щодо забезпечення безвідмовності сільськогосподарських

© І. Л. Роговський, 2017

машин може негативно позначитися на валовий збір продукції растениеводства, надлишок – негативно вплине на фінансовий стан компанії.

Ключові слова: *ймовірність, втрата, експлуатація, працездатність, сільськогосподарська машина*

Постановка проблеми. Якість процесу подачі пального і його підготовка до згоряння в камері стискання дизеля з безпосереднім впорскуванням є одним із найважливіших факторів, які визначають всі характеристики двигуна, в тому числі і його експлуатаційні дані. Порушення регулювань паливної апаратури в процесі експлуатації призводить не тільки до погіршення показників потужності і паливної економічності, а й зменшення ресурсу двигуна. Тому оцінка технічного стану паливної апаратури і попередження відмов за рахунок проведення діагностування має велике значення в підтриманні паливної апаратури в робочому стані.

Технічний стан будь-якого об'єкту визначають структурні та діагностичні параметри. Перш ніж перейти до питання визначення цих параметрів, необхідно проаналізувати вимоги до паливної апаратури і сам процес паливоподачі.

Як показує практика експлуатації дизелів, паливна апаратура повинна забезпечити:

а) подачу на цикл заданої кількості пального, однакової в усі циліндри у відповідності із режимом роботи двигуна;

б) подачу пального згідно заданої характеристики впорскування (закону подачі), ідентичній в усіх циліндрах двигуна і у відповідності із режимом роботи двигуна;

в) подачу пального в певний момент часу відносно ВМТ кожного циліндра двигуна у відповідності із режимом його роботи;

г) необхідну (для надійного запалення і найбільш повного згоряння) ступінь розпилювання пального;

д) оптимальне розподілення пального по камері повітряного заряду;

е) стабільність перерахованих параметрів в часі і по комплектах паливної апаратури.

Аналіз останніх досліджень. Перша вимога стосується такого важливого параметра процесу паливоподачі як циклова подача пального, яка може бути визначена за формулою [1]:

$$q_{\text{ц}} = \frac{q_e \cdot N_e \cdot k}{60m \cdot n_{\text{д}} \cdot i \cdot \rho} 10^3, \quad (1)$$

де $q_{\text{ц}}$ – циклова подача однією секцією насоса, $\text{см}^3/\text{цикл}$; N_e – ефективна потужність дизеля, кс; q_e – питомі витрати пального,

г/к.с.год; k – коефіцієнт перевантаження дизеля; m – коефіцієнт тактності дизеля (для чотиритактного двигуна $m=0,5$); n_d – частота обертання вала дизеля, хв; i – число циліндрів дизеля; ρ – густина пального кг/м^3 .

Із формули (1) видно, ефективна потужність і економічність дизеля залежить від циклової подачі пального. Рівномірність навантаження циліндрів залежить від рівномірності подачі пального по циліндрах дизеля. Необхідна величина циклової подачі повинна забезпечуватись на найбільш важливих режимах роботи двигуна: режимі максимальної потужності, якому відповідає максимальна частота обертання колінчастого вала, а, відповідно, і найбільші механічні навантаження, і режимі максимального крутного моменту, для якого характерні максимальна теплова напруженість поршневої групи. Досить відповідальним є режим мінімально стійких обертів холостого ходу.

Друга вимога [2] стосується характеристики впорскування – залежності кількості впорснутого пального від кута поворота кулачкового вала паливного насоса. Це найважливіший параметр процесу паливоподачі, який характеризує інтенсивність, з якою подається пальне на протязі заданого проміжку часу. Його можна представити у вигляді:

$$Q_c = \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P'_\phi - P_y}, \quad (2)$$

де Q_c – секундна подача пального форсункою (інтенсивність подачі), $\text{м}^3/\text{с}$; μ_c – коефіцієнт витрат пального через соплові отвори; f_c – площа соплових отворів розпилювача, м^2 ; P'_ϕ – поточний тиск в об'ємі між запірним корпусом голки і сопловими отворами, Па; P_y – тиск газів в циліндрі двигуна, Па.

Характеристика впорскування і тонкість розпилювання пального являються основними факторами, що впливають на ефективність роботи двигуна. Характеристика впорскування залежить від величини циклової подачі, частоти обертання колінчастого вала і регулювання форсунки [3]. За однієї і тієї ж циклової подачі характеристика впорскування може бути різною.

Третя вимога стосується кутових параметрів паливоподачі: кута випередження впорскування, який залежить від кута випередження подачі пального [4]. Від цих параметрів в значній мірі залежать такі показники як період затримки спалаху, швидкість зростання тиску, максимальний тиск згоряння, повнота згоряння, які впливають на потужність, економічність і довговічність двигуна.

Четверта і п'ята вимоги стосуються якості розпилювання

пального і рівномірності його розподілу по об'єму камери згоряння. Це забезпечує найбільшу поверхню контакту пального з гарячими газами і, як наслідок, повне і швидке згоряння [5].

Із шостої вимоги найбільш важливою з точки зору експлуатації, є стабільність циклової подачі, параметрів характеристики впорскування і кута випередження подачі пального, які змінюються в результаті зміни технічного стану елементів паливної апаратури. Це відбувається в результаті зношення, в першу чергу, прецизійних деталей, що має такі негативні наслідки [6]:

- запізнення початку і скорочення тривалості впорскування;
- збільшення витрат через зазори в плунжерній парі, тобто зменшення циклової подачі;
- погіршення якості розпилювання і збільшення підтікання пального через розпилювач;
- зменшення залишкового тиску в паливопроводі і погіршення умов подачі палива форсункою.

Виходячи з вимог до паливної апаратури при оцінці її загального технічного стану, необхідно контролювати такі параметри паливоподачі: циклову подачу, характеристики впорскування і кут випередження початку впорскування на номінальному режимі та режимі максимального крутного моменту. Крім цього необхідно контролювати ідентичність цих параметрів по лініях нагнітання.

Слід зазначити, що контроль характеристики впорскування вкрай тяжка і трудомістка справа, тому для діагностування паливної апаратури використовують характеристику зміни тиску в нагнітальному паливопроводі.

Мета досліджень узагальнити теоретичні положення технічного контролю паливної апаратури сільськогосподарських машин за параметрами процесу паливоподачі.

Результати досліджень. Всі діагностичні параметри можна розділити на дві групи: узагальнені і часткові. Перші характеризують загальний стан вузлів, механізмів і об'єкта в цілому; другі – стан окремих вузлів і механізмів об'єкта. Стан елементів механізму в процесі експлуатації змінюється в тісному взаємозв'язку один з одним. Не дивлячись на те, що на цей процес впливає ряд випадкових факторів, взаємозв'язок між зміною стану окремих елементів або ланок може бути описаний причинно-наслідковими зв'язками, які утворюють причинно-наслідкову модель механізму.

Як зазначено, причинно-наслідковий аналіз починають з визначення основного вихідного сигналу (параметра) об'єкта. Для цього аналізують принципові схеми вузлів паливної апаратури і складають логічні схеми роботи. Елементи в цих схемах розташовують в напрямку руху пального і визначають логічні функції

роботи механізму. Вихідна величина останнього елемента буде характеризувати стан цієї частини механізму. Для паливної апаратури таким вихідним параметром є характеристика впорскування. Для визначення причин, які безпосередньо впливають на характеристики впорскування, розглянемо процес паливоподачі.

Взаємозв'язок між характеристикою впорскування і основними елементами і параметрами паливного насоса, форсунки, нагнітального паливопроводу можна отримати шляхом складання і аналізу рівняння паливоподачі, загального для системи. При використанні методичного підходу для паливної апаратури розподільного типу таке рівняння буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} (f_n \cdot C_n) \left(t - \frac{L}{a} \right) = & \left\{ \mu_{Hn} \cdot f_{Hn} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_H - P_{sc}} + \mu_o \cdot f_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_H - P_{sc}} + \alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} + \right. \\ & + \alpha \cdot \left(V_K \cdot \frac{f_{HK}}{f_{3K}} + V'_H \right) \cdot \frac{dP'_H}{dt} + \alpha \cdot V_K \cdot \left[\frac{M}{f_{3K}} \cdot \frac{d^2 C_K}{dt^2} + \frac{(\delta + \delta')}{f_{3K}} \cdot C_K - \left(\frac{f_{HK} - f_{3K}}{f_{3K}} \right) \cdot \frac{dP_{cp}}{dt} \right] + (3) \\ & + k \cdot \left(\frac{V_{ui}^H}{h_i} + \frac{V_{ui}^B}{h_a - h_i} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P_H} \left\{ t - \frac{L}{a} \right\} + \left(\alpha \cdot V_\phi + \frac{f_\Gamma^2}{\delta''} \right) \cdot \frac{dP_\phi}{dt} - \frac{M' \cdot f_\Gamma \cdot d^2 C_\Gamma}{\delta'' \cdot dt^2} + \\ & + \frac{\pi \cdot d_\Gamma \cdot \delta_\Gamma^3 \cdot (P_\phi - P_a)}{12 \cdot \eta_{cp} \cdot L_\Gamma} + \frac{f_\Gamma}{\alpha \cdot \rho} \cdot \left[W \cdot \left(t - \frac{L}{a} \right) - W \cdot \left(t + \frac{L}{a} \right) \right] + \mu_c \cdot f_c \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{P'_\phi - P_u} \end{aligned}$$

де P'_H – тиск в штуцері насосної секції, Па; P_0 – залишковий тиску в паливопроводі, Па; W – амплітуда імпульса, який відбивається від форсунки, Па; C_n – швидкість руху плунжера, м/с; V_H, V_K, V'_H – об'єми надплунжерного простору, розподільного отвору, штуцера насоса, м³; P_H, P_K – тиск палива в надплунжерному просторі, розподільному отворі плунжерної пари, Па; δ, δ' – жорсткість пружин нагнітального і зворотнього клапанів, Н/м; M – маса рухомих частин нагнітального клапана, кг; C_K – швидкість руху клапана, м/с; P_{BC} – тиск палива в порожнині низького тиску насоса, Па; f_{Hn}, f_o – площа відкритої частини наповнювальних і відсічних отворів, м²; μ_{Hn}, μ_o – коефіцієнт витрати палива через прохідні перерізи наповнювальних і відсічних отворів, м²; f_{HK}, f_{3K} – площа нагнітального клапана, яка визначається зовнішнім діаметром ущільнюючого пояска, і площа зворотнього клапана, яка визначається внутрішнім діаметром ущільнюючого пояска, м²; α – коефіцієнт стискання палива; h_a, h – заданий активний хід і поточне значення ходу плунжера, мм; k – узагальнений коефіцієнт, що визначається експериментально; f_Γ, f'_Γ – площа поперечного перерізу голки, на яку діє тиск $P'_\phi, P_{\phi o}$ і площа, що визначається посадочним діаметром конуса голки, м²; C_Γ – швидкість руху голки розпилювача, м/с; δ'' – жорсткість пружини

форсунки, Н/м; V_ϕ – об'єм розпилювача форсунки, м³; μ_c – коефіцієнт витрат палива через соплові отвори; f_c – площа соплових отворів розпилювача, м²; P_ϕ , $P_{\phi 0}$ – тиск палива в камері розпилювача вище запірного конуса поточний і в момент початку піднімання голки, Па; P'_ϕ – поточний тиск в об'ємі між запірним конусом голки і сопловими отворами, Па; η_{cp} – середнє значення динамічної в'язкості палива для $\Delta P = P_\phi - P_a$, Па*с; δ_r – радіальний зазор між голкою і корпусом розпилювача з врахуванням збільшення його в результаті спрацювання їх поверхонь, м; L_r – довжина циліндричної частини голки розпилювача, м; $w\left(t + \frac{L}{a}\right)$ – хвиля, яка відбита від форсунки і через час $\frac{L}{a}$ надійде до насоса; $w\left(t - \frac{L}{a}\right)$ – хвиля, яка відбита від насоса і надійшла до форсунки; P_u – тиск газів в циліндрі двигуна; V_{u1}^H – об'єм щілини в зоні нагнітання, м³; V_{u1}^e – об'єм щілини в зоні відсікання, м³; P_{cp} – середній тиск в клапані між розподільником і штуцером секції, $P_{cp} = \frac{P_\kappa + P'_n}{2}$, Па; M' – маса рухомих деталей форсунки, кг.

В даному рівнянні індекс $\left(t - \frac{L}{a}\right)$ означає, що величини членів рівняння, які знаходяться у фігурних дужках, приймаються за їх значеннями для моменту часу $\left(t - \frac{L}{a}\right)$.

Форма імпульсу тиску, що виникає у вхідному перерізі паливопровода, визначається швидкістю подачі пального (член $f_n C_n$). Останній член рівняння є характеристика впорскування. З рівняння видно, що на шляху до форсунки імпульс тиску піддається впливу конструктивних факторів, стиснення пального, стану плунжерної пари, нагнітального клапана та розпилювача, відбитих хвиль.

Основними факторами, що діють на протязі всього процесу паливоподачі, є зношення прецизійних пар, об'єм лінії нагнітання та стиснення пального. Решта факторів діють на невеликих ділянках початку і кінця паливоподачі. Вплив відбитих хвиль не має вирішального значення на процес паливоподачі.

На найвищому рівні знаходиться найважливіший параметр процесу паливоподачі – характеристика впорскування. Нижня частина моделі представляє всі фактори, які впливають на імпульс $F(t)$ тиску палива у вхідному перерізі паливопровода. Найбільша

кількість факторів впливає на формування тиску P_n в надплунжерному просторі, який визначається в основному об'ємною подачею палива плунжерної пари ($f_n C_n$). Найважливіші з них – це втрати палива в плунжерній парі (Q_n), що є наслідком спрацювання деталей плунжерної пари і збільшенням щілини ($V_{щ}$), через яку перетікає паливо, а також стиснення палива ($Q^{P_n}_{cm}$). Ці два фактори діють на протязі всього процесу паливоподачі. На шляху до вхідного перерізу паливопроводу імпульс тиску піддається впливу стиснення палива в розподільному отворі плунжерної пари ($Q^{P_k}_{cm}$) та в штуцері насосної секції ($Q^{P_n}_{cm}$), а також впливу залишкового тиску в паливопроводі, що визначається роботоздатністю розвантажувального клапана клапанної пари.

На імпульс тиску $F\left(t - \frac{L}{a}\right)$, що надійшов до форсунки, в основному впливають втрати палива в розпилювачі в результаті спрацювання циліндричної частини голки та корпусу розпилювача (Q_p), а також стиснення палива в розпилювачі ($Q^{P\phi}_{cm}$).

Характеристика впорскування (Q_c) формується під впливом тиску під конусом голки розпилювача (P'_ϕ), тиску газів в циліндрі двигуна (P_u) та пропускної здатності розпилюючих отворів ($\mu_c f_c$).

Для більш чіткої уяви про зв'язки діагностичних сигналів з параметрами технічного стану, ці зв'язки представляють графічно, особливо, коли один сигнал несе інформацію про декілька параметрів. У нашому випадку такими діагностичними сигналами є характеристики зміни тиску у вхідному та вихідних перерізах паливопроводу. Параметри цих сигналів несуть інформацію про технічний стан елементів паливної апаратури. Такі залежності дозволяють оцінити тісноту зв'язків між параметрами і визначити інформативність діагностичних параметрів за відомою формулою:

$$I = \frac{\Delta P_\partial}{\Delta P_c} = \frac{P_\partial^{макс} - P_\partial^{мін}}{P_c^{макс} - P_c^{мін}}, \quad (4)$$

де I – інформативність; P_c, P_∂ – структурний та діагностичний параметри.

В залежності від характеру зв'язку параметрів з технічним станом об'єкта, зручності вимірювання в якості діагностичних параметрів можуть бути використані будь-які параметри робочого процесу з врахуванням причинно-наслідкового аналізу.

Під час діагностування будь-якого об'єкту вирішується дві задачі:

- оцінка загального технічного стану об'єкта в цілому;
- поелементне (поглиблене) діагностування для оцінки технічного стану складових об'єкту діагностування та оцінки залишкового ресурсу.

Для вирішення першої задачі вище були вже названі діагностичні параметри. Характеристики впорскування контролюють за максимальним тиском P_{ϕ_2} та тривалістю впорскування ϕ_2 . Для поелементного діагностування аналізують амплітудно-фазові параметри характеристик тиску в паливопроводі. Так ми уже визначили, що для оцінки технічного стану плунжерної пари необхідно вимірювати максимальний тиск у вхідному перерізі паливопровода і тривалість нагнітання $\phi_{P_H}^{max}$. Аналіз характеристики тиску в паливопроводі біля штуцера форсунки дозволяє визначити момент і тиск початку впорскування і тривалість впорскування, стан нагнітального клапана і розпилювача.

Чисто якісна оцінка характеристик тиску за характером їх протікання дозволяє виявити такі дефекти як зависання плунжера і голки розпилювача, зруйнування пружини форсунки, нещільність запірного конуса розпилювача.

Підвищити достовірність оцінки технічного стану елементів паливної апаратури можна застосуванням електронних засобів для аналізу характеристик тиску.

Основою для розроблення послідовності діагностування є результат дослідження причинено-наслідкових зв'язків в системі паливоподачі. Діагностичному контролю підлягають параметри самого високого рівня з наступним переходом на більш низькі рівні.

Особливе положення займають регульовані параметри, величина яких визначається незалежно від виду діагностичного обслуговування об'єкта.

Тут можуть бути два варіанти:

- перший, передбачає прохід всіх параметрів верхнього рівня, а потім перехід на більш низький рівень. Цей варіант вигідний в разі оцінки загального технічного стану паливної апаратури. В цьому випадку при знаходженні узагальнених параметрів в допустимих межах подальша деталізація причин не проводиться;

- другий варіант передбачає вимірювання параметра вищого рівня з переходом на більш низькі рівні причин цього параметра. Потім перехід до другого параметра вищого рівня і на його причини більш низьких рівнів. Цей варіант застосовують для прогнозування і визначення слабких ланок об'єкта.

Вибравши декілька варіантів послідовності діагностування, аналізуються не тільки операції вимірювання, а й допоміжні – установка і демонтаж датчиків, установка режиму роботи об'єкта.

Найкращим буде варіант з меншою трудомісткістю перевірки без втрати достовірності діагнозу. Прогнозування залишкового ресурсу елементів паливної апаратури здійснюється з метою

підвищення ступеню їх використання і попередження простоїв машини, пов'язаних з появою й усуненням відмов паливної апаратури. Для проведення прогнозування потрібно знати наробіток машини від попереднього діагностування, а також величини параметрів технічного стану, виміряних під час попереднього діагностування. Даний метод прогнозування базується на даних двох діагностувань. Для прогнозування необхідно мати дані про номінальні і граничні значення параметрів технічного стану, а також величину параметра, виміряну в момент прогнозування.

Стан механізму в момент діагностування визначають безрозмірним коефіцієнтом технічного ресурсу:

$$R_i = \frac{\Pi_{\Gamma} - \Pi_i}{\Pi_{\Gamma} - \Pi_H}; (\Pi_{\Gamma} > \Pi_H), \quad (5)$$

де $\Pi_{\Gamma}, \Pi_H, \Pi_i$ – відповідно граничне, номінальне і вимірне значення параметра технічного стану.

Для прогнозування визначають величини R_1 і R_2 , які є коефіцієнтами технічного ресурсу при попередньому і поточному діагностуванні. В зв'язку із зношенням деталей об'єкта за період між наробітком попереднього діагностування T_1 і часом наробітку при поточному діагностуванні T_2 , величина R_1 завжди більша величини R_2 . У випадку коли $\Pi_{\Gamma} < \Pi_H$, величину R_i підраховують за формулою (5):

$$R_i = \frac{\Pi_i - \Pi_{\Gamma}}{\Pi_H - \Pi_{\Gamma}}. \quad (6)$$

В момент початку експлуатації об'єкта ($T_i = 0$) величина параметрів технічного стану знаходиться в номінальних межах, тому $\Pi_i = \Pi_H$, а $R_0 = 1,0$. Коли параметр досягне граничного значення величини $R_{\Gamma} = 0$. Зміна коефіцієнта технічного ресурсу R може бути описана степеневою функцією у вигляді:

$$R_i = 1 - aT_i^b, \quad (7)$$

де a, b – коефіцієнти, що залежать від інтенсивності витрачання технічного ресурсу, пов'язаного з умовами експлуатації і якістю виготовлення.

Вирішивши систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= 1 - aT_1^b \\ R_2 &= 1 - aT_2^b \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

враховуючи, що $R_i = 0$ і $aT_i^b = 1$ пропонуються наступні формули для визначення коефіцієнтів a і b та часу наробітку об'єкта T_{Γ} до відмови:

$$b = \frac{\ln \frac{1-R_2}{1-R_1}}{\ln \frac{T_2}{T_1}}; \quad (9)$$

$$a = \frac{1-R_1}{T_1^b}; \quad (10)$$

$$T_r = \left(\frac{1}{a}\right)^{\frac{1}{b}}. \quad (11)$$

За даними авторських досліджень основними джерелами коливань корпусу форсунки є рух голки розпилювача та гідродинамічні процеси, що виникають в процесі подачі і впорскування пального.

А такі відмови, як зміна зусилля попередньої затяжки і поломка пружини форсунки, зависання голки розпилювача і зміна циклової подачі пального призводять до зміни цих гідродинамічних процесів, що безумовно відображається і на віброакустичних процесах, що протікають у форсунці.

Дослідження вібраційних характеристик форсунки ФД-22 на безмоторному стенді та на дизелі Д-65Н показали можливість виявлення таких дефектів форсунок як поломка пружини форсунки та зависання голки розпилювача.

Енергія вібрації форсунки найбільш активно проявляється на частотах від 5 кГц до 10 кГц.

Основний спектр частот головки двигуна в зоні форсунки знаходиться в зоні 2 кГц і практично не впливає на вібросигнал форсунки.

Нижче наведені результати досліджень можливості використання віброхарактеристик форсунок для їх діагностування.

На рис. 1 представлені експериментальні залежності параметра τ_n від циклової подачі пального при роботі насоса ЛСТНФ з форсункою ФД-22.

Там же наведені дані тривалості впорскування φ_e в градусах повороту кулачкового вала насоса, що отримані за допомогою датчика впорскування і електронного блока стенда.

Як видно з рис. 2 параметр τ_n практично пов'язаний прямою лінійною залежністю з цикловою подачею.

Характер зміни τ_n аналогічний зміні тривалості впорскування φ_e за даними стенда (рис. 2).

На рис. 2 представлені результати оброблення вібраційних характеристик форсунки ЯМЗ з новим розпилювачем.

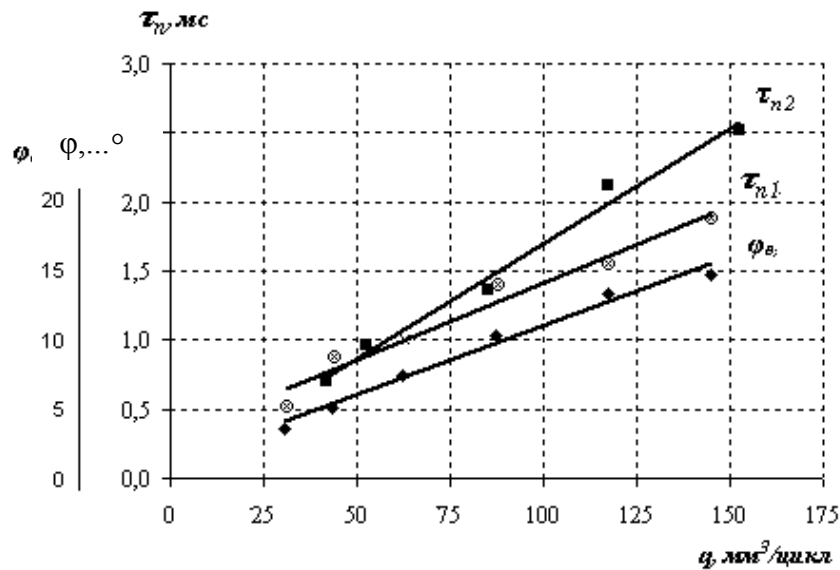


Рис. 1. Залежність інтервалу між передніми фронтами віброімпульсів (τ_n) та тривалості впорскування (ϕ_v) від циклової подачі пального: τ_{n1} – при частоті обертання кулачкового вала 800 хв^{-1} ; τ_{n2} – при частоті обертання кулачкового вала 450 хв^{-1} .

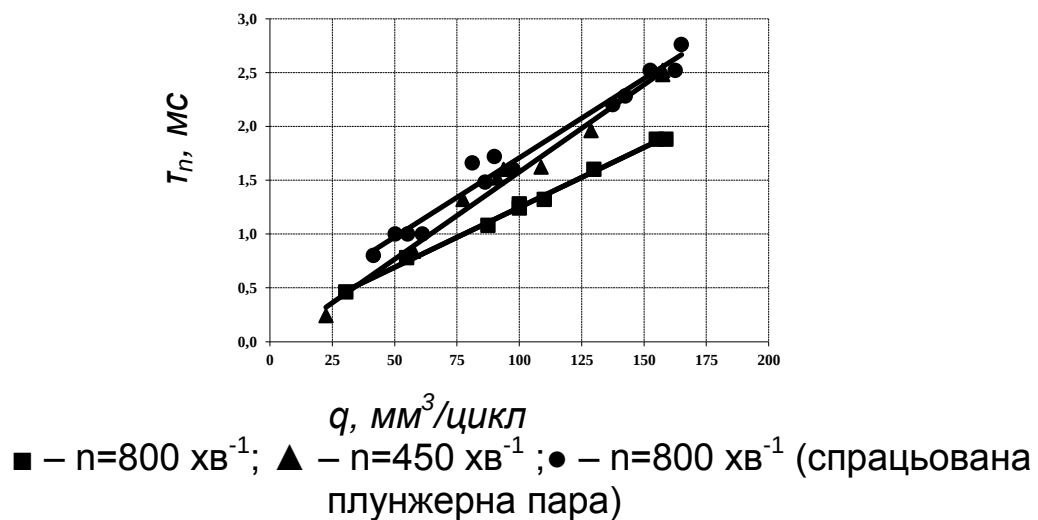


Рис. 2. Залежність інтервалу між передніми фронтами віброімпульсів (τ_n) від циклової подачі пального для форсунки ЯМЗ.

На цьому рис. 2 наведені дані по параметру τ_n для цієї ж форсунки, але для гранично спрацьованої плунжерної пари, що на частоті обертання 100 хв^{-1} розвиває тиск, який не перевищує $10,0 \text{ МПа}$. Як видно з рисунка, і для цього випадку зберігається пряmolінійна залежність τ_n від q_u на частоті 800 хв^{-1} . На частоті обертання кулачкового вала 450 хв^{-1} , в зв'язку з великими перетікання пального в плунжерній парі, амплітуда вібросигналу зменшується в 3 рази і він мало придатний для аналізу, але є діагностичною ознакою граничного спрацювання плунжерної пари.

На рис. 3 представлені дані аналізу віброхарактеристик форсунки 6Т2-20С1-1Г. Подача пального здійснювалась насосом розподільного типу НД-21/2, у якого плунжерна пара насосної секції знаходилась у хорошому стані. Як видно з рисунка, для цього типу паливної апаратури зберігається прямо лінійний характер залежності τ_n від q_u . Характерним є те, що одним і тим же значенням q_u , в порівнянні з даними для форсунок ФД-22 і ЯМЗ відповідають більші значення τ_n . Про це свідчать і дані щодо тривалості впорскування φ_e за показами електронного блока стенда (рис. 3).

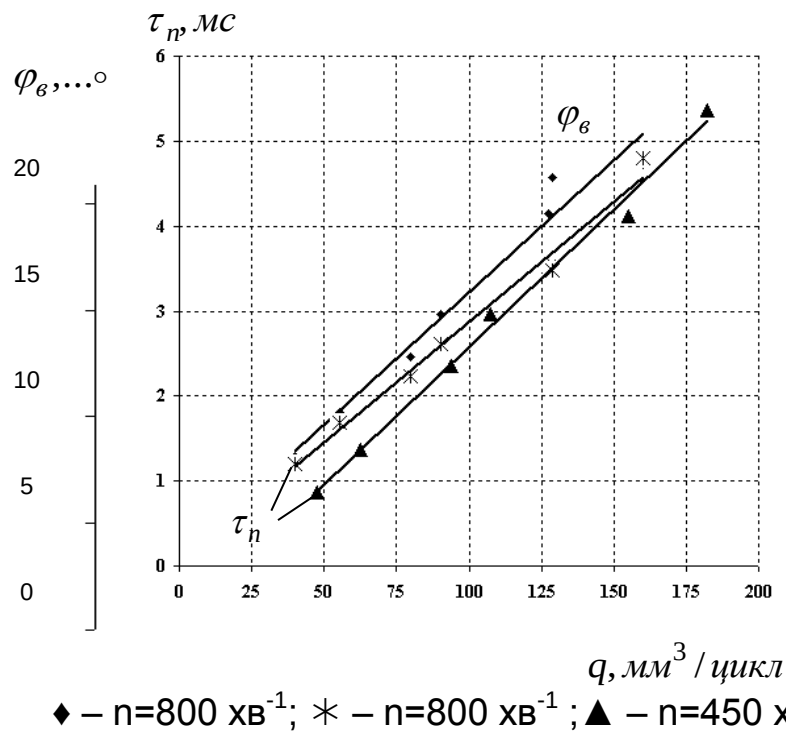


Рис. 3. Залежність інтервалу τ_n між передніми фронтами віброімпульсів та тривалості впорскування φ_e від циклової подачі пального для форсунки 6Т2 і насоса НД-21/2.

Результати оброблення експериментальних даних наведені в таблиці 1. Дані таблиці свідчать про прямолінійну залежність і тісний зв'язок параметра τ_n і циклової подачі. Коефіцієнт k підкреслює досить велику "чутливість" параметра τ_n . Середньоквадратична похибка визначення параметра τ_n для розглянутих типів форсунок і режимів роботи насоса не перевищує в середньому 4% від діапазону зміни цього параметра.

Результати досліджень залежності амплітудних параметрів A_1 і A_2 від зусилля зтяжки пружини форсунки представлені в таблиці 2. Із отриманих даних не видно явно вираженої залежності амплітудних параметрів A_1 і A_2 віброхарактеристик від тиску початку впорскування, що унеможливорює оцінку ступеня розрегулювання форсунки за максимальним розмахом амплітуд віброхарактеристик.

1. Результати математичного оброблення експериментальних даних.

Марка форсунки	Частоти обертання $n, \text{хв}^{-1}$	Рівняння регресії, що описують залежність τ_n від q_u	Коефіцієнт кореляції $r_{\tau_n q_u}$	$\sigma, \text{мс}$	Збільшення параметра τ_n при зміні q_u у всьому діапазоні, k (разів)
ФД-22	800	$\tau_n = 0,0111q_u + 0,3050$	0,9643	0,0940	3,6
	450	$\tau_n = 0,0167q_u + 0,0349$	0,9869	0,0881	3,6
ЯМЗ	800	$\tau_n = 0,0111q_u + 0,1361$	0,9980	0,0277	4,1
	450	$\tau_n = 0,0162q_u + 0,0454$	0,9918	0,0874	10,5
Спрацьована плунжерна пара	800	$\tau_n = 0,0147q_u + 0,2333$	0,9750	0,1424	3,45
6Т2-20С1-1Г	800	$\tau_n = 0,0284q_u + 0,0282$	0,9220	0,1425	3,9
	450	$\tau_n = 0,0322q_u + 0,6543$	0,9960	0,1336	6,0

2. Амплітудні параметри вібраційних характеристик форсунки ЯМЗ для різних значень тиску початку впорскування.

Тиск початку впорскування P_ϕ , МПа	Амплітуда віброімпульса В				q_u , мм ³ /цикл ($n = 800x\text{в}^{-1}$)	τ_n , мс ($n = 800x\text{в}^{-1}$)
	$n = 800x\text{в}^{-1}$		$n = 450x\text{в}^{-1}$			
	A_1	A_2	A_1	A_2		
10,4	11,7	4,1	8,3	7,2	100,0	1,6
17,5	10,0	6,37	7,0	8,7	95,0	1,4
20,0	10,9	10,1	5,9	5,3	95,0	1,3
25,0	10,0	10,6	6,0	10,4	92,5	1,2

Висновки

1. Фазовий параметр віброхарактеристики форсунки τ_n -інтервал між передніми фронтами віброімпульсів пов'язаний прямолінійною залежністю з цикловою подачею пального. Цей параметр може бути використаний для оцінки циклової подачі і ідентичності роботи форсунок і ліній нагнітання при діагностуванні дизеля.

2. Амплітудні параметри віброхарактеристик форсунки не дають однозначної оцінки тиску початку впорскування, що

унеможливліює використання цього параметра для оцінки ступеня розрегулювання форсунки.

Список літератури

1. *Rogovskii Ivan*. Граф-моделирование при восстановлении работоспособности сельскохозяйственных машин. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. 2016. Т. 18. №3. Р. 155–164.
2. *Роговський І. Л.* Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314–322.
3. *Voytyuk V. D., Rogovskii I. L.* Analitical model of parallel complex system of machinery of planting. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 400–409.
4. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 251. С. 426–433.
5. *Rogovskii I. L.* Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254. С. 424–431.
6. *Rogovskii I. L.* Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 399–407.

References

1. *Rogovskii Ivan*. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. Lublin. T. 18. No. 3. 155–164.
2. *Rogovskii I. L.* (2015). Methodologist vikonannya technologicznykh operations vbnewline procedatos clinicopathogenetic machines with obojeni resources. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 212. Part 1. 314–322.
3. *Voytyuk V. D., Rogovskii I. L.* (2016). Analitical model of parallel complex system of machinery of planting. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 251. 400–409.
4. *Rogovskii I. L., Melnyk V. I.* (2016). Analyticity of spatial requirements for maintenance of agricultural machinery. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 251. 426–433.
5. *Rogovskii I. L.* (2016). Analysis of model of recovery of agricultural machines and interpretation of results of numerical experiment. Scientific Herald of National University of Life and Enviromental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 254. 424–431.

6. Rogovskii I. L. (2017). Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kiev. Vol. 258. 399–407.

ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПО ПАРАМЕТРАМ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ

И. Л. Rogovskii

Аннотация. Одним из основных элементов системы управления возникновения отказов сельскохозяйственных машин является управление факторами риска для возникновения самих отказов. Уменьшение риска возможно различными способами (например, замена оборудования, обучение персонала и др.).

Для эффективной реализации компонентов нужно разрабатывать методики для каждого элемента системы управления возникновения отказов сельскохозяйственных машин. В действующих аграрных компаниях уже разработаны системы и имеются свои наработки в этой области. В основе принятия решения по коррекции уровня риска возникновения отказов лежит экспертный метод, и данный этап является сложным.

Известно, что обеспечить нулевой риск в функционирующих системах невозможно. В настоящее время концепция абсолютной безотказности отвергнута и используется концепция приемлемого (допустимого) риска возникновения отказов, суть которой состоит в стремлении к обеспечению такого уровня безотказности, который является приемлемым в данный период времени или наименьшего практически возможного уровня.

Достижение наименьшего практически возможного уровня определяется финансовыми ресурсами аграрных компаний. Грамотное распределение ресурсов является одним из наиболее важных организационных процессов аграрных компаний. Недостаток финансирования мероприятий по обеспечению безотказности сельскохозяйственных машин может негативно отразиться на валовом сборе продукции растениеводства, избыток – негативно повлияет на финансовое состояние компании.

Ключевые слова: *вероятность, потеря, эксплуатация, работоспособность, сельскохозяйственная машина*

GENERAL THEORETICAL PRINCIPLES OF TECHNICAL CONTROL OF FUEL EQUIPMENT OF AGRICULTURAL MACHINERY ON PARAMETERS OF PROCESS FUEL

I. L. Rogovskii

Abstract. One of the main elements of the management system of failures of agricultural machines is the management of risk factors for the

occurrence of failures themselves. Risk reduction is possible in various ways (e.g., equipment replacement, staff training, etc.).

For the effective implementation of components need to develop methods for each management system element failures of agricultural machinery. In existing agricultural companies have already developed the system and have their own developments in this area. The basis of determination of level of risk of failure lies with expert method, and this stage is complex.

It is known that achieving zero risk in functioning systems is impossible. Currently, the concept of absolute reliability is rejected and uses the concept of acceptable (permissible) risk of failure, the essence of which consists in seeking to achieve this level of reliability, which is acceptable in a given time period or lowest feasible level.

Achieving the lowest possible level is determined by the financial resources of the agricultural companies. Allocating resources is one of the most important organizational processes of agricultural companies. The lack of financing of measures on providing of reliability of agricultural machines can have a negative impact on the gross yield of products of *rastenievodstva*, the excess – will have a negative impact on the financial condition of the company.

Key words: *probability, loss, exploitation, efficiency, agricultural machine*