

МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ БУРОВИХ УСТАНОВОК ШЛЯХОМ ОЦІНКИ ПРИСКОРЕНЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА

С.І.Криштона, Л.І.Криштона

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422)

e-mail: retes@mail.ru

Представлено исследование перспективного направления повышения эксплуатационной надежности и обеспечения топливной экономичности дизельных двигателей силового привода буровых установок методом оценки мгновенной частоты вращения и мгновенного ускорения коленчатого вала двигателя. Проведены теоретические и экспериментальные исследования и установлена зависимость между неравномерностью мгновенных частот вращения и мгновенных ускорений коленчатого вала и дефектами в системах та механизмах двигателя.

Research of perspective direction of increase of operating reliability and providing of fuel economy of diesel engines of power drive of boring options by the method of estimation of instantaneous frequency of rotation and instantaneous acceleration of crankshaft of engine is represented. Theoretical and experimental researches are conducted and dependence is set between the unevenness of instantaneous frequencies of rotation and instantaneous accelerations of crankshaft and defects in the systems that the mechanisms of engine.

Одним з головних завдань для фахівців нафтогазової галузі є забезпечення високих паливної економічності та надійності дизельних двигунів, які експлуатуються в складі силових приводів бурових установок. Основними причинами підвищення уваги до проблем надійності та паливної економічності силового привода бурових установок є зростання складності елементів силового привода, підвищення цін на паливо-мастильні матеріали та ускладнення умов експлуатації бурових установок. Реалізація методів забезпечення надійності та паливної економічності на етапах проектування та виготовлення елементів силового привода призводить до інтенсивного збільшення вартості продукції, але надійність та економічність двигунів при цьому підвищується незначно.

Тому найбільш доцільним шляхом збільшення надійності та паливної економічності є оцінка стану елементів силового привода під час його експлуатації [1]. Необхідно зауважити, що в даний час на Україні надійність дизельних двигунів бурових установок є не дуже високою. Наприклад, регламентований технічний ресурс для розповсюджених на бурових установках дизельних двигунів моделі В2-450 на основі даних заводу-виробника складає: для нових двигунів – 7000 мотогодин, для капітально відремонтованих – 3500 мотогодин [2]. Але реальний термін служби дизельних двигунів моделі В2-450 є значно нижчим. Так, згідно досліджень, проведених в 1992-1993 рр. у Долинському УБР, середній ресурс нових дизельних двигунів моделі В2-450 склав 3878 мотогодин, двигунів моделі В2-450 після капітального ремонту – 2474 мотогодини [2]. Згідно досліджень, виконаних в 1990-1992 рр. середній термін служби двигунів моделі В2-450 після капітального ремонту у Самбірській НГРЕ склав 1538 мотогодин, у Калуській НГРЕ – 2631 мотогодин [3]. Тому питання підвищення надій-

ності експлуатації дизельних двигунів бурових установок є дуже актуальним.

Економічність експлуатації дизельних двигунів бурових установок залежить від технічного стану окремих елементів двигунів. Забезпечення регламентованої витрати палива дизельними двигунами бурових установок можливе тільки на основі своєчасного виявлення відмов елементів двигунів за рахунок проведення неперервного контролю за їх роботою та оцінки фактичного технічного стану систем двигуна методами технічної діагностики. Певна оцінка стану елементів двигунів бурових установок здійснюється і в даний час [4, 5]. Але існуючі на сьогодні в польових умовах експлуатації бурової установки в розпорядженні дизеліста методи є досить обмеженими, не повна інформація щодо реального стану елементів двигунів силового привода ускладнює встановлення моменту виникнення дефектів. Використання спеціального обладнання для періодичного діагностування дизельних двигунів, які експлуатуються в складі силових приводів бурових установок, обмежено внаслідок віддаленості бурових установок від виробничих баз та значної трудомісткості робіт. Крім того, існуюче діагностичне обладнання для дизельних двигунів бурових установок відрізняється неуніверсальністю.

У зв'язку з цим актуальним завданням є розроблення перспективних щодо масової реалізації методів визначення фактичного стану елементів дизельних двигунів бурових установок під час їх експлуатації та створення на цій основі вискоефективних систем діагностування дизельних двигунів. З вказаної точки зору пропонується новий метод оцінки дійсного стану дизельного двигуна бурової установки на основі аналізу миттєвих частоти обертання та прискорення колінчастого валу під час розгону двигуна.

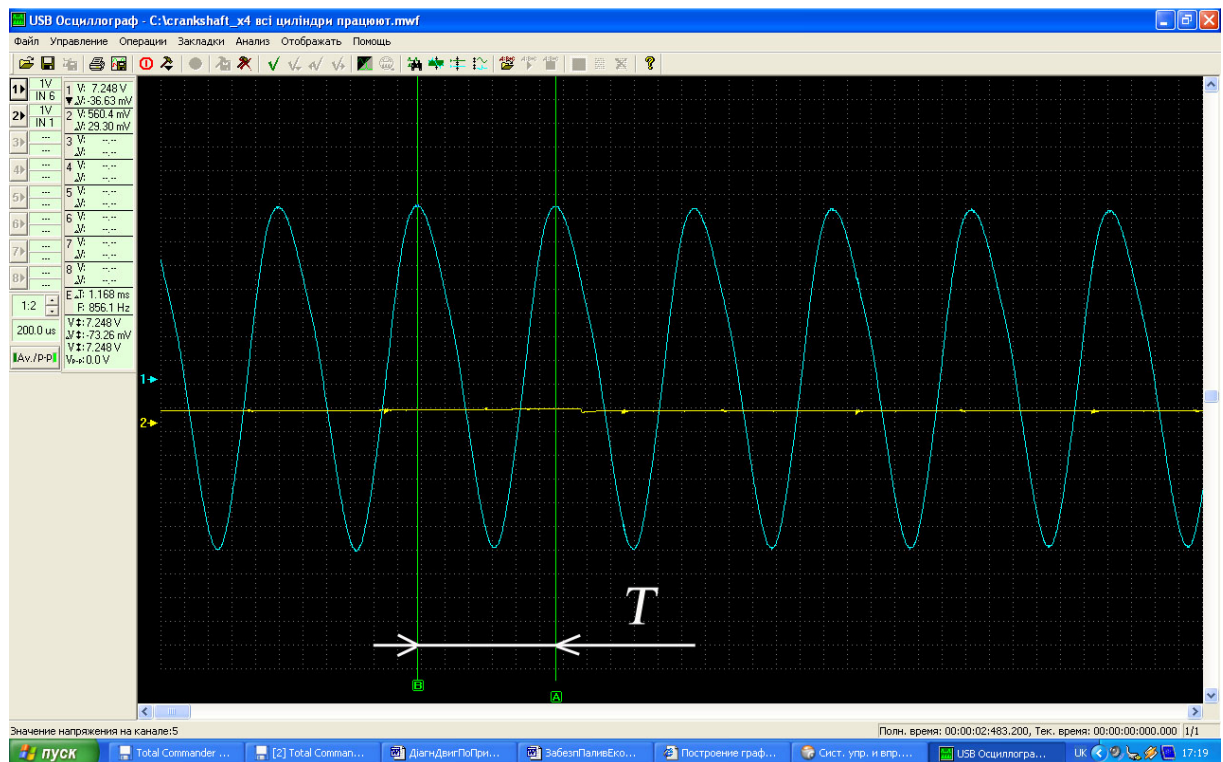


Рисунок 1 – Фрагмент осцилограми сигналу від електромагнітного датчика переміщення колінчастого вала

Характер залежності миттєвих частоти обертання та прискорення колінчастого вала від кута його повороту під час розгону двигуна визначається значенням ефективної потужності від кожного окремого циліндра.

Для визначення миттєвої частоти обертання та миттєвого прискорення колінчастого вала двигун необхідно обладнати датчиками, які дають змогу визначати переміщення колінчастого вала. Це можуть бути електромагнітні датчики, оптичні датчики, датчики Холла та ін. Під час проведення даних досліджень використовувались електромагнітні датчики. Датчик монтується в безпосередній близькості від зубчастої шестерні на маховику, а постійний магніт датчика створює магнітне поле. Кількість зубців шестерні j повинна бути кратною кількості циліндрів двигуна m .

$$\frac{j}{m} = 1, 2, 3, \dots, k.$$

Під час обертання маховика з шестернею її зуби по черзі проходять крізь магнітне поле і генерують в обмотці датчика змінну напругу, частота якої пропорційна частоті обертання колінчастого вала. Сигнал від датчика одержується за допомогою електронного осцилографа, а осцилограма сигналу фіксується за допомогою комп'ютерної техніки. Для прикладу на рис. 1 зображено одержаний під час експериментальних досліджень фрагмент осцилограми сигналу від електромагнітного датчика переміщення колінчастого вала.

Якщо ефективна потужність від циліндрів двигуна буде однаковою, то період між сусідніми імпульсами T (рис. 1) буде незмінним.

При непрацюючому циліндрі двигуна тривалість періоду, що відповідає процесу розширення в непрацюючому циліндрі буде збільшеною. Тобто період T для непрацюючого циліндра збільшиться.

Миттєва частота обертання колінчастого вала двигуна визначається з формули

$$n_i = \frac{2}{T_i \cdot k \cdot m}, \quad (1)$$

де T_i – тривалість періоду процесу розширення циліндра, що здійснює i -те обертання від початку вимірювань.

Миттєве прискорення колінчастого вала знаходиться з виразу

$$\varepsilon = \frac{2\pi \cdot (n_i - n_{i-1})}{T_i - T_{i-1}}, \quad (2)$$

де: n_i, n_{i-1} – миттєві частоти обертання i -того та попереднього обертання колінчастого вала від початку вимірювань; T_i, T_{i-1} – тривалості періодів процесу розширення циліндра i -того та попереднього обертання колінчастого вала від початку вимірювань.

Під час розгону колінчастого вала двигуна тривалості періодів процесів розширення циліндрів зменшуються, а амплітуди сигналів збільшуються (рис. 2).

Ефективна потужність $N_{\text{еф.ц.}}$ одного циліндра залежить від його індикаторної потужності $N_{\text{інд.ц.}}$ та потужності механічних втрат $N_{\text{мех.ц.}}$ [6]

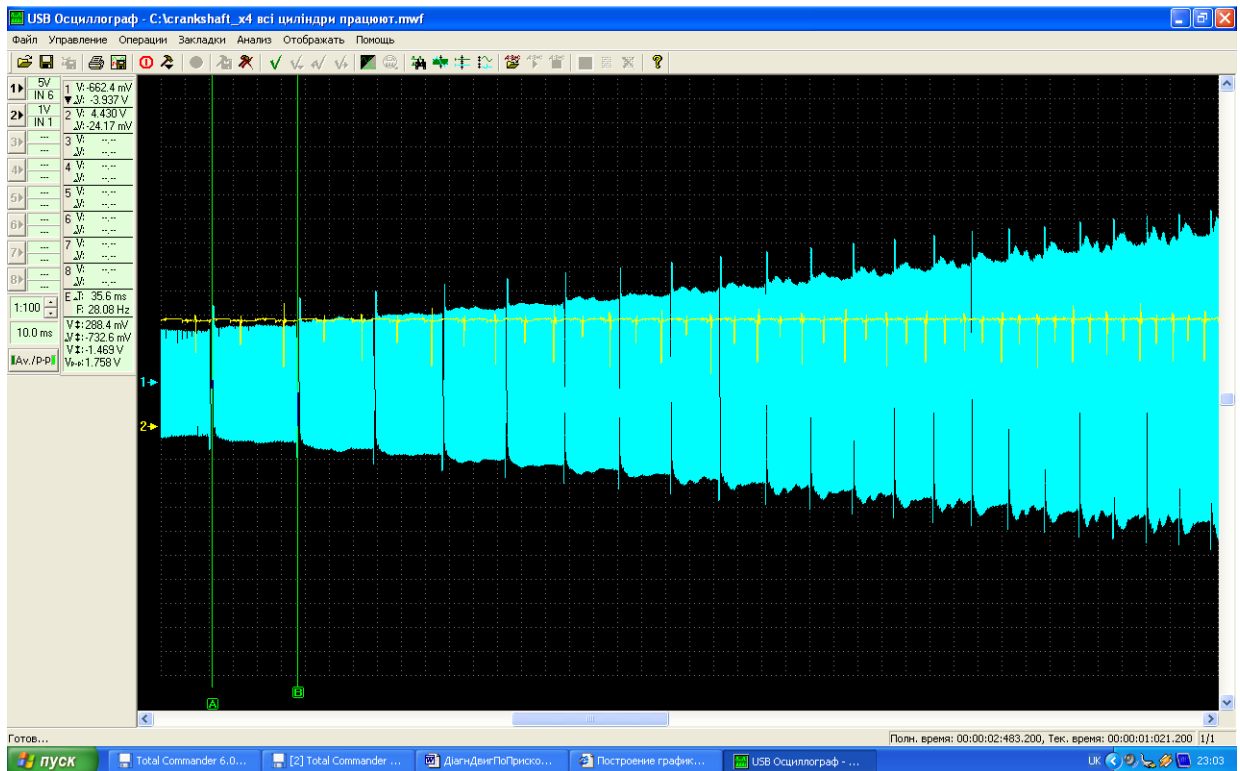


Рисунок 2 — Фрагмент осцилограми сигналу під час розгону двигуна

$$N_{\text{еф.ц.}} = N_{\text{інд.ц.}} - N_{\text{мех.ц.}} \quad (1)$$

Потужність механічних втрат залежить від багатьох чинників (якості поверхонь тертя, теплового стану двигуна, моторних олів, що використовуються для мащення та ін.) та визначається за складними емпіричними залежностями, причому в міру зношування поверхонь тертя в циліндрі та у разі виникнення дефектів в кривошипно-шатунному механізмі та циліндропоршневій групі механічні втрати збільшуються.

Індикаторна потужність циліндра $N_{\text{інд.ц.}}$ (Вт) – це робота, яка здійснюється продуктами згоряння в циліндрі за одиницю часу та яка визначається за формулою [6]

$$N_{\text{інд.ц.}} = \frac{P_i \cdot V_{\text{ц}} \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (2)$$

де: P_i – середній індикаторний тиск газів (Па); $V_{\text{ц}}$ – робочий об'єм циліндра (м^3); n – частота обертання колінчастого вала (хв^{-1}); τ – тактність двигуна (для дизельних двигунів бурових установок $\tau = 4$).

Середній індикаторний тиск газів P_i залежить від конструктивних особливостей конкретного двигуна (міри стиску двигуна, кутів відкриття-закриття клапанів і т.д.) та характеру протікання в окремих циліндрах процесу згоряння.

Процес згоряння в кожному окремому циліндрі, в свою чергу, залежить в основному від станів: системи впорскування дизельного палива (для двигунів з механічним керуванням по-

дачею палива); системи керування двигуном (для дизельних двигунів з електронним керуванням подачею палива); циліндропоршневої групи; газорозподільного механізму.

Для двигунів з механічним регулюванням подачі палива на процес згоряння в кожному окремому циліндрі впливають: різні тиски початку підйому голок форсунок в циліндрах (можуть бути занижені або завищені); різна циклова подача палива в циліндри (може бути збільшена або зменшена); різний кут випередження подачі палива паливним насосом високого тиску (може бути занижений або завищений); негерметичність форсунок у деяких циліндрах; відхилення у формі факела подачі палива розпилувачем форсунок у різних циліндрах. Для дизельних двигунів з електронним регулюванням подачі палива на процес згоряння в кожному окремому циліндрі крім того впливають такі дефекти системи керування двигуном: несправність блоку керування; несправність електро- або п'єзоприводу форсунок; несправності давачів підйому голок форсунок; негерметичність форсунок або заїдання голок форсунок у окремих циліндрах; відхилення у формі факела подачі палива розпилувачем форсунок у окремих циліндрах. Крім того, на процес згоряння в кожному окремому циліндрі впливає нерівномірне зношування окремих циліндрів циліндропоршневої групи та такі дефекти газорозподільного механізму: нещільність закриття клапанів та неправильні теплові зазори в газорозподільному механізмі.

Необхідно зауважити, що неприємною специфічною особливістю дефектів вказаних вище систем дизельного двигуна є те, що вони

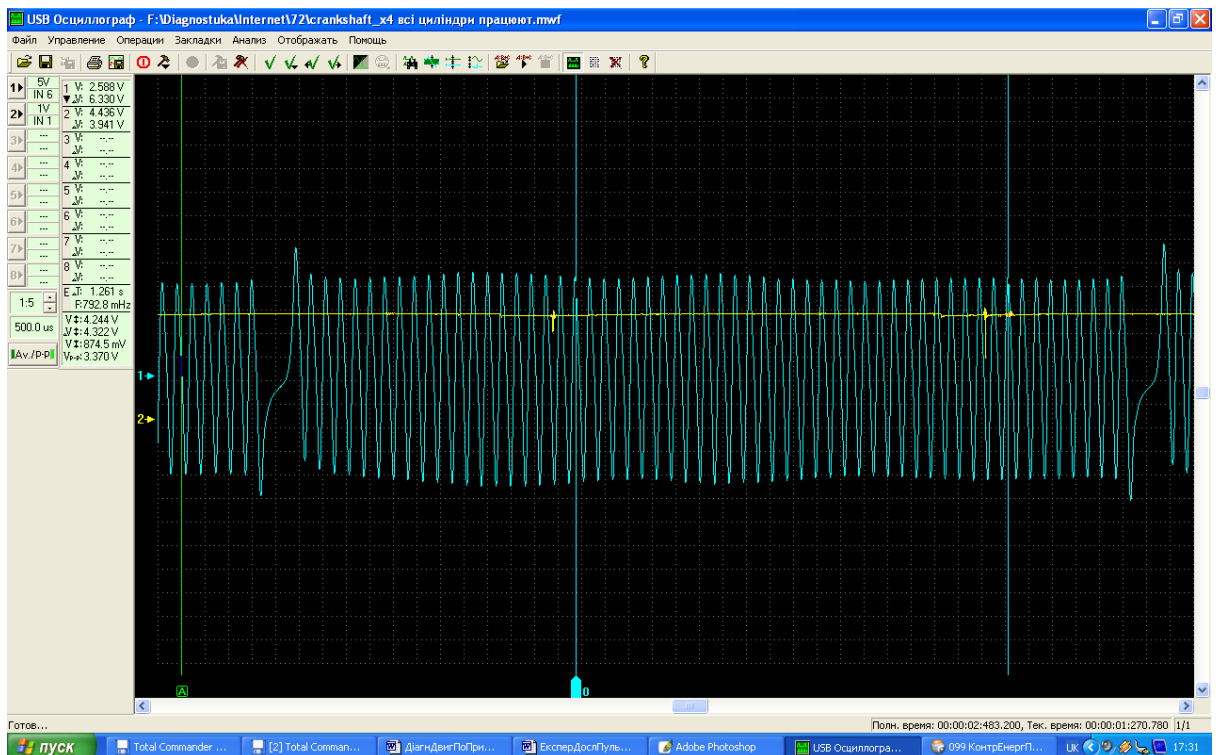
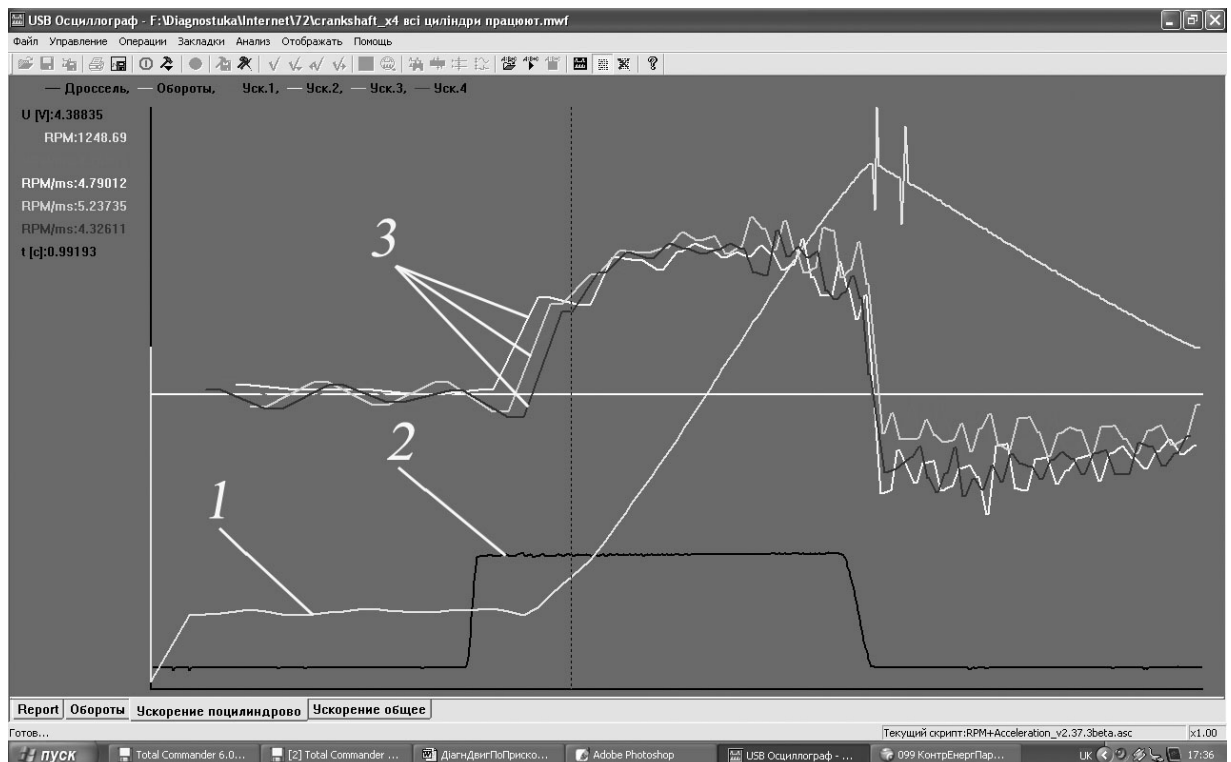


Рисунок 3 – Фрагмент осцилограми частоти обертання колінчастого вала справного двигуна



1 – сигнал частоти обертання колінчастого вала; 2 – сигнал відкриття дросельної заслінки; 3 – сигнали прискорень окремих циліндрів

Рисунок 4 – Фрагмент осцилограми прискорення колінчастого вала справного двигуна

відразу, переважно явно, не позначаються на функціонуванні двигуна, але, разом з тим, значно збільшують ймовірність серйозної аварії двигуна. Наприклад, якщо в одному з циліндрів двигуна виникне дефект поршневого кільця (зламається, втратить пружність та ін.) в цилін-

дрі відповідно дещо зменшиться компресія. Практично встановити це дизелісту бурової установки органолептично, під час експлуатації багаточислинного двигуна, неможливо. Зменшення компресії в одному з дванадцяти циліндрів двигуна бурової установки майже не

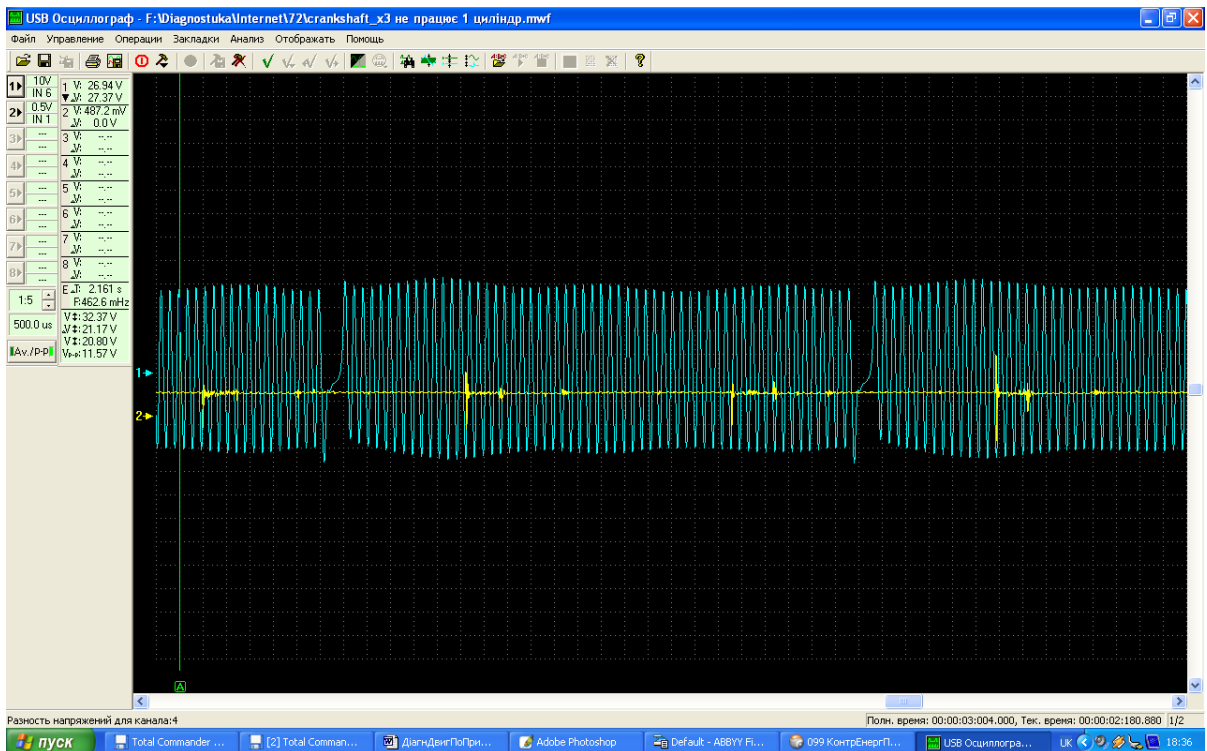
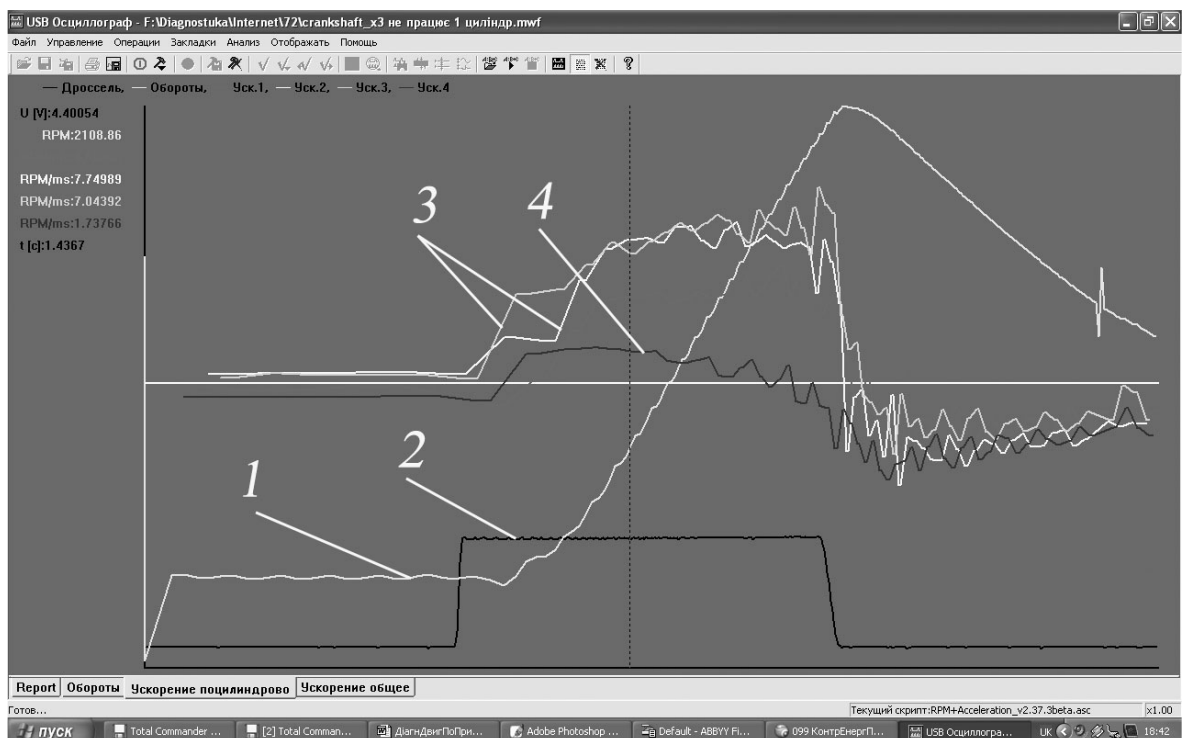


Рисунок 5 – Фрагмент осцилограми частоти обертання колінчастого вала двигуна з одним непрацюючим циліндром



1 – сигнал частоти обертання колінчастого вала; 2 – сигнал відкриття дросельної заслінки; 3 – сигнали прискорень окремих справних циліндрів; 4 – сигнал прискорення непрацюючого циліндра

Рисунок 6 – Фрагмент осцилограми прискорення колінчастого вала двигуна з одним непрацюючим циліндром

позначиться на його потужності. Але, зменшення компресії призведе до неповного згоряння палива в циліндрі. При цьому частина палива, що не згоріла, буде попадати в масляний картер системи мащення та погіршувати

властивості моторної оливи. Це, в свою чергу, призведе як мінімум до підвищеного спрацювання деталей дизельного двигуна, а за високих навантажень на двигун може призвести навіть до аварійного руйнування його деталей.

В чотирьохтактних дизельних двигунах бурової установки цикл роботи одного окремого взятого циліндра відбувається за два обороти колінчастого вала. Якщо всі циліндри справні і двигун працює на постійних оборотах, то миттєва частота обертання колінчастого вала буде майже сталою з невеликими періодичними відхиленнями відносно її середнього значення, а прискорення окремих циліндрів буде відрізнятися в межах 5-10 % (рис. 3 та рис. 4).

Визначення миттєвих значень частот обертання та прискорень колінчастого вала двигуна виконуємо за формулами (3) та (4) та будуємо відповідні графіки. Для прикладу на рис. 3 зображений фрагмент осцилограми частоти обертання колінчастого вала справного двигуна, а на рис. 4 – фрагмент осцилограми прискорення колінчастого вала справного двигуна.

Якщо ж згорання в одному з циліндрів взагалі не буде відбуватись внаслідок тих чи інших дефектів або ефективна потужність одного з циліндрів буде менша, то миттєва частота обертання колінчастого вала вже будуть істотно відрізнятися (рис. 5).

Це пояснюється тим, що після проходження верхньої мертвої точки поршнем на початку процесу згорання внаслідок відсутності (погіршення) процесу горіння в циліндрі миттєва частота обертання колінчастого вала зменшиться. Це відбудеться внаслідок того, що поршень непрацюючого циліндра не буде штовхати колінчастий вал, а навпаки, внаслідок механічних втрат на тертя, гальмує колінчастий вал. Таким чином, кожного разу після проходження верхньої мертвої точки поршнем на початку процесу згорання непрацюючого циліндра миттєва частота обертання колінчастого вала знижується, після чого працюючі циліндри знов будуть розганяти колінчастий вал та миттєва частота обертання колінчастого вала зростає. Для підвищення ефективності досліджень більш доцільно визначати не миттєву частоту обертання колінчастого вала на постійних оборотах двигуна, а миттєве прискорення колінчастого вала двигуна під час його розгону. Це пояснюється тим, що у разі розгону двигуна витрата потужності збільшується в кілька раз, а тому точність діагнозу під час визначення несправного циліндра значно підвищується. Для прикладу на рис. 6 зображено фрагмент осцилограми прискорення колінчастого вала двигуна з одним непрацюючим циліндром.

На осцилограмі чітко ідентифікується неробочий циліндр за величиною його прискорення (рис. 6, поз. 4).

Таким чином, запропонований метод оцінювання дійсного стану елементів дизельного двигуна бурової установки шляхом визначення миттєвої частоти обертання та миттєвого прискорення колінчастого вала дасть змогу безперервно визначати стан системи подачі палива, газорозподільного механізму та циліндропоршневої групи дизельного двигуна бурової установки та оперативно реагувати на виникаючі дефекти.

Запропонований метод визначення миттєвої частоти та миттєвого прискорення можна використовувати також для оцінки справності бурових насосів, компресорів та інших робочих машин, конструкція яких складається з декількох циліндрів та єдиного колінчастого вала.

Література

1 Заміховський Л.М., Калявін В.П. Основи теорії надійності і технічної діагностики систем: Навч. посібник – Івано-Франківськ: Полум'я, 2004. – 360 с.

2 Дизель В2. Описание и руководство по эксплуатации. – М.: Энергомашэкспорт, 1985. – 251 с.

3 Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник для вищих навчальних закладів. – Івано-Франківськ, ІФДТУНГ: Факел, 2001. – 446 с.

4 Римеров Д.С., Астафьев М.Б. Двигатели буровых установок. – М.: Недра, 1986.

5 Губертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей. – М.: ЗАО „КЖИ „За рулем“, 2004. – 176 с.

6 Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. школа, 1986. – 420 с.