

ВИКОРИСТАННЯ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛІЗУ ВІБРОСИГНАЛІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ПОЯВИ ДЕФЕКТІВ

***Л. Л. Тімова, магістр
О. В. Надточій, кандидат технічних наук***

Анотація. Розглянуто використання спектрального аналізу віброакустичного сигналу дизельного двигуна СМД-31А, як елементу адаптивної моделі обробітку вібросигналу з метою постановки однозначного діагнозу. Приведена теоретична діаграма ударів від газорозподільчого механізму, паливної апаратури, ЦПГ по окремих циліндрах двигуна СМД-31А та їх фазова реалізація. Для моделювання використовувалися математичні пакети MathCad MatLab.

Ключові слова: *вібросигнал, спектр, спектральний аналіз, перетворення Фур'є, амплітуда, коливання*

Постановка проблеми. Віброакустичний метод контролю технічного стану механізмів тракторів і автомобілів та їх силових установок оснований на аналізі пружних коливань, що розповсюджуються по корпусу і деталях, в результаті взаємодії останніх. У зв'язку з цим однією з основних задач цього методу є розподіл сигналів, тобто виявлення віброакустичного сигналу (ВАС) викликаного співударами деталей досліджуваної кінематичної пари.

Аналіз останніх досліджень. В даний час використовується досить широкий спектр методів і засобів діагностування технічного стану основних вузлів і механізмів тракторів в тому числі і ДВЗ. Створені принципово нові системи технічного обслуговування, ремонту та засобів технічного діагностування агрегатів машин. Одним з напрямків в галузі експлуатації машин на сьогоднішній момент лишається завдання підвищення надійності ДВЗ, шляхом комплексної оцінки стану вузлів на основі тимчасового збору діагностичних параметрів [1, 5].

Можливість виявлення несправностей на початкових стадіях їх виникнення при відносно невеликих трудових і матеріальних затратах визначають перспективність діагностування ДВЗ саме за сигналами вібрації. Забезпечення прогнозованої надійності висновків, стосовно стану механізмів і систем, при цьому може бути досягнуто використанням статистичної оцінки відповідності часових частотних фрагментів віброакустичних сигналів та їх відповідності

частоті обертання колінчатого валу. Використання сучасних компактних вимірювальних модулів з низькими енергозатратами забезпечує можливість проектування і виготовлення діагностуючих приладів в мобільному виконанні, для встановлення безпосередньо на засіб при проведенні випробувань. Таким чином дослідження, направлені на розробку методики діагностування механізмів і систем, що базується на оцінці віброакустичних сигналів, що формуються в корпусі ДВЗ в процесі роботи, як методу контролю є досить актуальним для сільського господарства.

Результати досліджень. Рухомі деталі машин в місцях контакту один з одним генерують коливання і звуки. При цьому поверхня любых деталей не може бути абсолютно рівною і гладкою. Шорсткість поверхні і є однією з причин виникнення вібрацій при вузькому локальному контакті двох тертьових поверхонь, які взаємно переміщуються. Тут може бути сухе тертя ковзання чи кочення, а також гідродинамічне тертя, коли тертьові поверхні розділені шаром масла, чи іншої змащувальної рідини.

Вібрації корпусу ДВС мають складний характер (рис. 1), обумовлені багато імпульсним збудженням і багатоканальним поширенням коливань, а також наявністю неконтрольованого «шуму». Тому при віброакустичному діагностуванні ДВЗ складним завданням є поділ сигналів і виділення сигналу від з'єднання, яке діагностується [4].

Однією з основних задач віброакустичного методу є розподіл сигналів, тобто виявлення віброакустичного сигналу (ВАС) викликаного співударами деталей досліджуваної кінематичної пари.

Складність цього завдання полягає в тому, що збільшення числа циліндрів веде до підвищення густоти віброімпульсів на одиницю фазового простору (цикл роботи ДВЗ по куту повороту колінчастого валу). Так, у двигуна СМД-31А, фазовий простір тільки від газорозподільчого механізму заповнений віброімпульсами так (рис. 2), що однозначно визначити технічний стан i -го з'єднання цього механізму за одним параметром неможливо. Для підвищення достовірності діагностування необхідна оцінка декількох діагностичних параметрів.

За характером віброакустичний сигнал механізмів ДВЗ має складну структуру, яка залежить від динаміки механізму і набору комплектуючих його вузлів.

Аналіз літературних джерел [5] дозволив визначитися з параметрами встановлення датчика вібрації (місце і спосіб закріплення). Вибіралося наступні способи кріплення – на шпильці, та за допомогою спеціального притискного кріплення. Були спроби закріпити датчик за допомогою епоксидної смоли, але зважаючи на

велику тривалість встановлення даних спосіб був прийнятий за не перспективний.

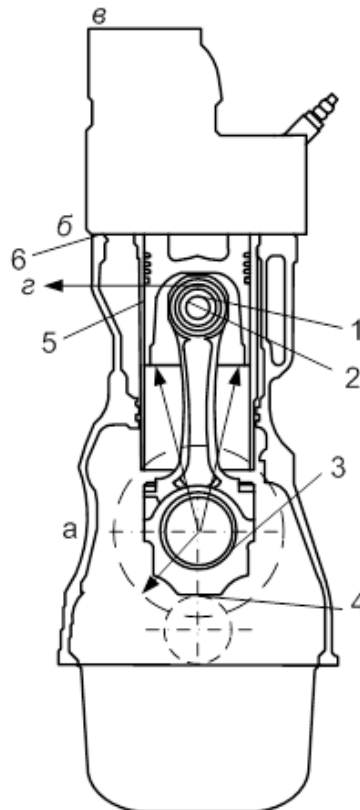


Рис. 1. Поширення інформації про зіткнення деталей в сполученні палець-поршень наприкінці такту випуску: 1 – джерело виникнення ударних коливань; 2 – перший етап поширення коливань (спряження палець – верхня головка шатуна); 3 – другий етап поширення коливань (сполучення нижня головка шатуна – шатунна шийка колінчастого вала); 4 – третій етап поширення коливань (сполучення корінна шийка колінчастого вала – блок); 5 – перший етап поширення коливань в іншому напрямку (спряження поршень – циліндр); 6 – опір на шляху поширення коливань (прокладка); а, б, в і г – зони раціонального зняття інформації.

Вібраційний сигнал, що випромінюється досліджуваним сполученням сприймався вібраційним датчиком (В&К Type 4333 №272437, Д-14, ИС-317). Перед встановленням датчики калібрувались у відповідності з ГОСТ 25175-82.

Для оцінки стану вузлів і механізмів ДВС за допомогою віброперетворювача датчик притискувався до різних зон моторної установки (рис. 3), вибирали необхідний режим роботи двигуна і записували сигнали на комп'ютер для наступного аналізу і обробітки. Одночасно зі зняттям параметрів вібрації в частотному спектрі визначалося положення поршня першого циліндра відносно в.м.т., за допомогою індуктивного датчика частоти обертання.

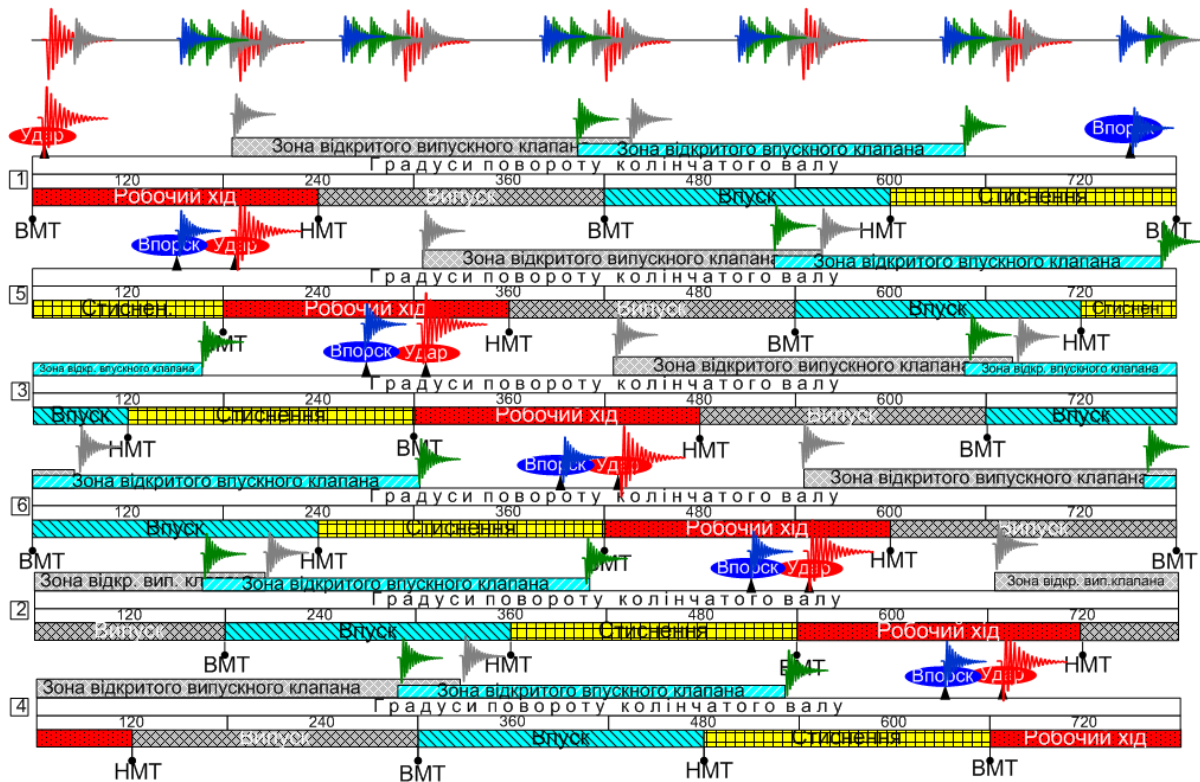


Рис. 2. Теоретична діаграма ударів від газорозподільчого механізму, паливної апаратури, ЦПГ по окремих циліндрах двигуна СМД-31А та їх фазова реалізація.

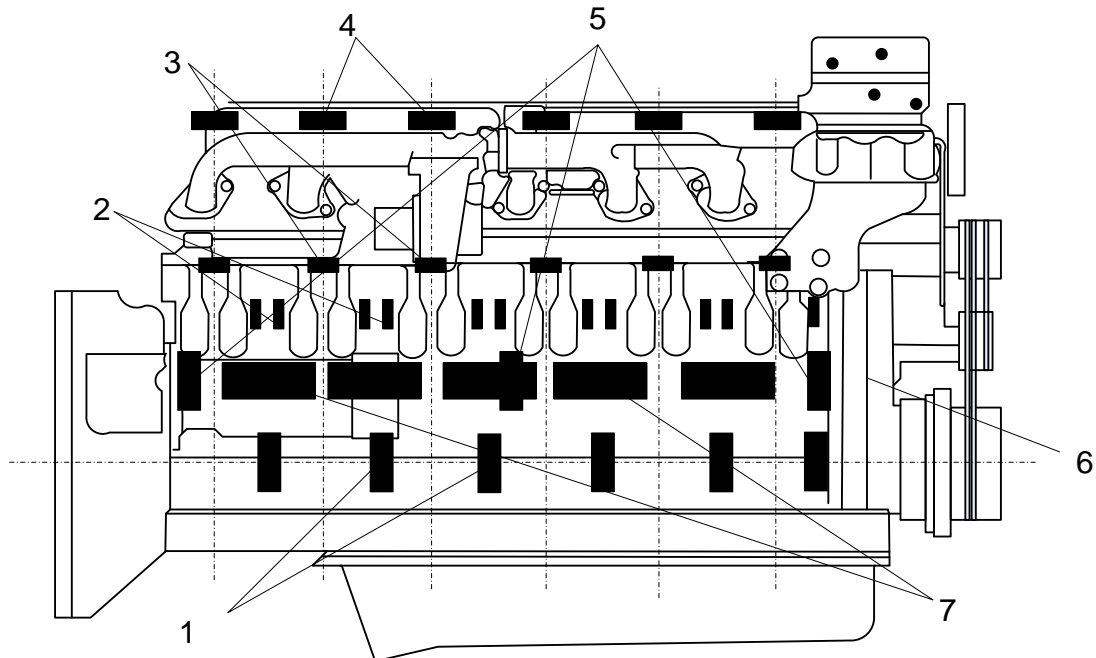


Рис. 3. Місця прослуховування сигналів у з'єднаннях двигуна: 1 – колінчастий вал – корінний підшипник; 2 – шатун – втулка; 3 – клапан – днище поршня; 4 – бойок коромисла – стержень клапана; 5 – розподільний вал – підшипник; 6 – розподільні шестерні; 7 – кулачок розподільного валу – штовхач.

Розглянемо для прикладу природу виникнення коливань в ДВЗ. Робота двигуна характерна тим, що робочі процеси у різних секціях проходять в рідні моменти часу, тому для виділення коливального процесу, пов'язаного з роботою окремої секції, чи окремого елемента однієї секції, використовують часову селекцію. Характер збудження коливальних процесів ДВЗ своєрідний. Характерною особливістю його є імпульсний характер збудження, викликаний великою швидкістю наростання тиску в камері згорання, перекладкою поршнів, процесами впорскування палива і випуску відпрацьованих газів.

При зміні параметрів стану ДВЗ, наприклад момент впорскування палива, порушення у роботі газорозподільчого механізму, зносу поршневих кілець, збільшення зазору між поршнем і гільзою пов'язані з роботою цих механізмів імпульси зміщуються по фазі, змінюється їх амплітуда і тривалість, з'являються нові імпульси. При цьому одночасно діє декілька факторів, що викликають ускладнення віброакустичного сигналу. Для двигунів із кількістю циліндрів більше 4 співпадання в часі (накладання) сигналів, та нерівноваженість деталей під час обертання призводить до появи в спектрі сигналу частот кратних частоті обертання (табл. 1).

1. Визначення частот основних збуджуючих сил в ДВЗ.

| Причина вібрації | Формула | Позначення |
|---|---|---|
| 1. Нерівноваженість деталей які обертаються, сил інерції першого моменту і їх моменту | $f_{Д1} = \frac{kn_D}{60}$ | $k = 1,2$ – номер гармоніки; n_D – частота обертання колінчатого валу xv^{-1} . |
| 2. Процес горіння палива | $f_{Д2} = \frac{c}{2D}$ | c – швидкість звуку при згоранні; D – діаметр циліндра |
| 3. Нерівноваженість: - деталей які обертаються другого порядку | $f_{Д3} = \frac{2kn_D}{60}$ | |
| - деталей розподільчого валу | $f_{Д4} = \frac{kn_D}{2 \cdot 60}$ | |
| 4. Перекладка поршня в ЦПГ | $f_{Д5} = \frac{bzkn_D}{60}$ | b – кількість перекладок за діаграмою нормальних сил; z – кількість циліндрів двигуна |
| 5. Тертя в корінних підшипниках валу | $f_{Д6} = \frac{z_T kn_D}{60}$ | z_T – число пар тертя |
| 6. Удари клапанів | $f_{Д5} = \frac{z \cdot z_K kn_D}{60m}$ | z_K – кількість клапанів одного циліндра; m – тактність |

Розглянуті приклади показують складність коливальних процесів, які виникають в двигуні. Тому виділення корисного сигналу при діагностуванні певного вузла пов'язане з певними труднощами, що більші при зменшенні кількості каналів вимірювання. З одного боку вихід ніби є – забезпечення кожного із з'єднань власним вібродатчиком, що дозволило б розвести сигнали у часі, за рахунок значного затухання сигналу при збільшенні відстані від джерела коливання. Однак такий підхід призводить до значних матеріальних витрат. Кращим підходом є використання одного чи двох датчиків (не більше 4) і забезпечення надійного алгоритму обробки сигналу для однозначної ідентифікації джерела коливання. В цьому відношенні перспективним і ефективним способом технічної діагностики двигуна прийнято вважати часову реалізацію (рис. 4) та частотний аналіз.

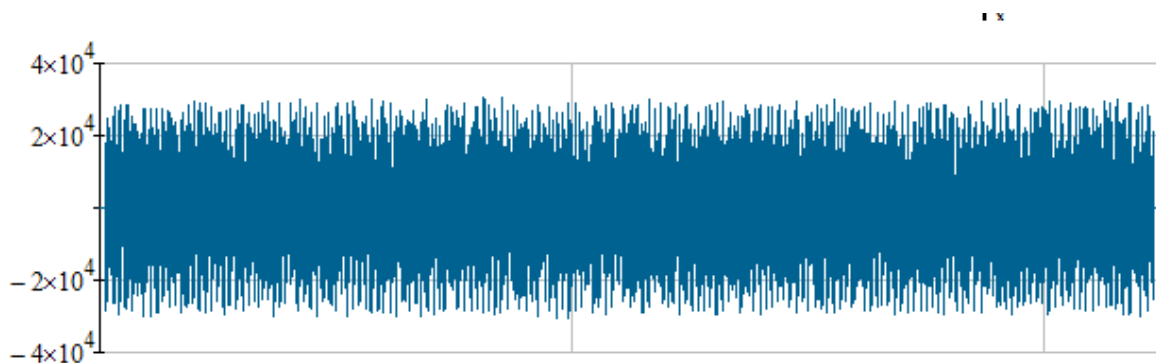


Рис. 4. Вібросигнал прискорення двигуна СМД-31А. (Датчик в зоні 2 рис. 3).

Дійсно, в спектрі сигналу, отриманий з будь-якої точки двигуна, міститься інформація про всі джерела вібрації. Однак наявність попередньо розглянутих характеристик сигналів двигуна значно ускладнює аналіз і інтерпретацію сигналів. Пошук рішення в цьому напрямі пов'язаний з покращенням відношення сигнал/шум і вдосконаленням алгоритму інтерпретації отриманих сигналів на основі їх обробки.

Для отримання спектра віброакустичного сигналу зазвичай використовують швидке перетворення Фур'є. Перетворення Фур'є, являє собою зміну функції, яка перетворює її у сукупність частотних складових. В основі перетворення Фур'є (ПФ) лежить проста, але виключно корисна ідея – майже любую періодичну функцію можна представити сумою окремих гармонійних складових (синусоїд і косинусоїд з різними амплітудами A , періодами T і відповідно частотами ω). Математичний зміст перетворення Фур'є полягає у поданні сигналу $y(x)$ у вигляді нескінченної суми синусоїд виду

$F(\omega) \cdot \sin(\omega x)$. Функції $F(\omega)$ називається прямим перетворенням (інтегралом) Фур'є.

$$F := \text{cfft}(M^{(0)})$$

Мінімальна частота і крок по частоті $d\Omega := \frac{1}{x_{\max}}$ $d\Omega = 6.104 \times 10^{-5}$

Кількість ординат по частотах $m := 1 + 2^{k-1}$ $m = 8.193 \times 10^3$

Поточна частота $\Omega_j := (j+1) \cdot \frac{1}{x_{\max}}$ Максимальна частота $\Omega_{\max} := m \cdot d\Omega$ $\Omega_{\max} = 0.5$

$\Omega_0 = 6.104 \times 10^{-5}$ $F_0 = -1.015 \times 10^4$ $\Omega_m = 0.5$ $F_{1024} = -5.363 \times 10^3 + 1.025i \times 10^4$

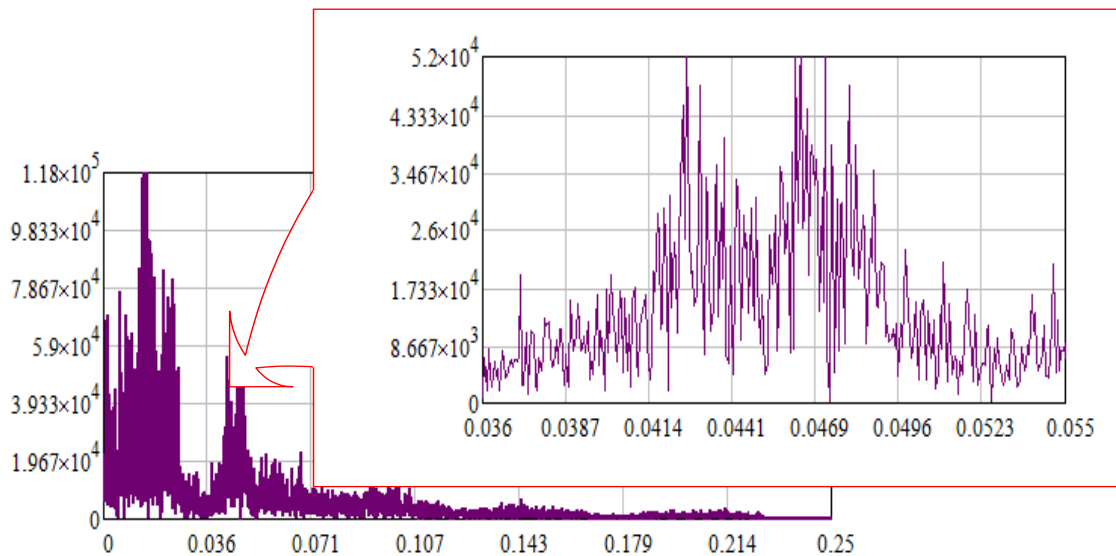


Рис. 5. Лістинг отримання спектру віброакустичного сигналу.

Обернена операція переводить спектр $F(\omega)$ у вихідний сигнал $y(x)$. В лістингу MathCad (рис. 5) приведено отримання спектру відбросигналу (рис. 4) за допомогою перетворення Фур'є.

Основними виразами для перетворення Фур'є вхідної послідовності $\{g_n\} n=0, \dots, N-1$ є:

(пряме)

$$G(k) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} g(n) \cdot e^{-j \cdot \frac{2\pi kn}{N}}, \quad (1)$$

(обернене)

$$g(k) = \sum_{n=0}^{N-1} G(k) \cdot e^{-j \cdot \frac{2\pi kn}{N}}. \quad (2)$$

Процедурою розрахунку для дискретного перетворення Фур'є є алгоритм швидкого перетворення Фур'є (ШПФ).

Рамками спектрального аналізу є оцінка наступних характеристик:

– амплітудного спектру, спектру потужності, спектральної щільності потужності, комплексного спектру;

– функції когерентності, когерентної вихідної потужності, відношення “сигнал-перешкода”.

Дискретне перетворення Фур'є (ДПФ) для вибірки процесу $\{X_k, k=0, \dots, N-1\}$ визначається за формулою:

$$F(n, N) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{k=0}^{N-1} X_k \cdot e^{j \cdot \frac{2\pi nk}{N}}, \quad (3)$$

Спектр щільності потужності визначається як середнє по M реалізаціях і має розмірність (ед/Гц).

$$G_{cm}(n, T) = \frac{1}{\Delta f} \cdot G_{cm}, \quad (4)$$

де: Δf – частота опитування (дискретизації).

Амплітудний спектр визначається через спектр потужності і має розмірність (ед). При цьому використовується залежність:

$$G_A(n, T) = \sqrt{G_{cm}(n, T)}. \quad (5)$$

Для розробки в подальшому адаптивної моделі обробітку і аналізу вібросигналу був використаний математичний пакет MathCad 15 та MathLab R2007b.

Дана програма містить пакет обробітку сигналів. Для швидкого перетворення Фур'є в системі Mathcad реалізовано декілька вмонтованих функцій, які різняться нормуванням, а саме $\text{fft}(y)$ та $\text{FFT}(y)$.

Результати розрахунку відображаються у вигляді модуля Фур'є-спектра, оскільки сам спектр є комплексним. Важливим параметром є гранична частота $\Omega_0 = \frac{1}{x_{MAX}}$ (визначає нижню межу спектра) і частота Найквіста $\Omega_N = \frac{N}{2 \cdot x_{MAX}}$ (визначає верхню межу спектра).

При цьому інтервал дискретизації Фур'є-спектра також рівний Ω_0 , а загальна кількість точок розрахунку складає $N/2$.

Для розрахунку оберненого Фур'є перетворення (відновлення сигналу по дійсному спектру) використовуємо функції $\text{ifft}(y)$ та $\text{IFFT}(y)$.

На лістингу (рис. 6) за допомогою пакету MathLab було розраховано нормалізований спектр відбросигналу та знайдена частоту максимуму сигналу.

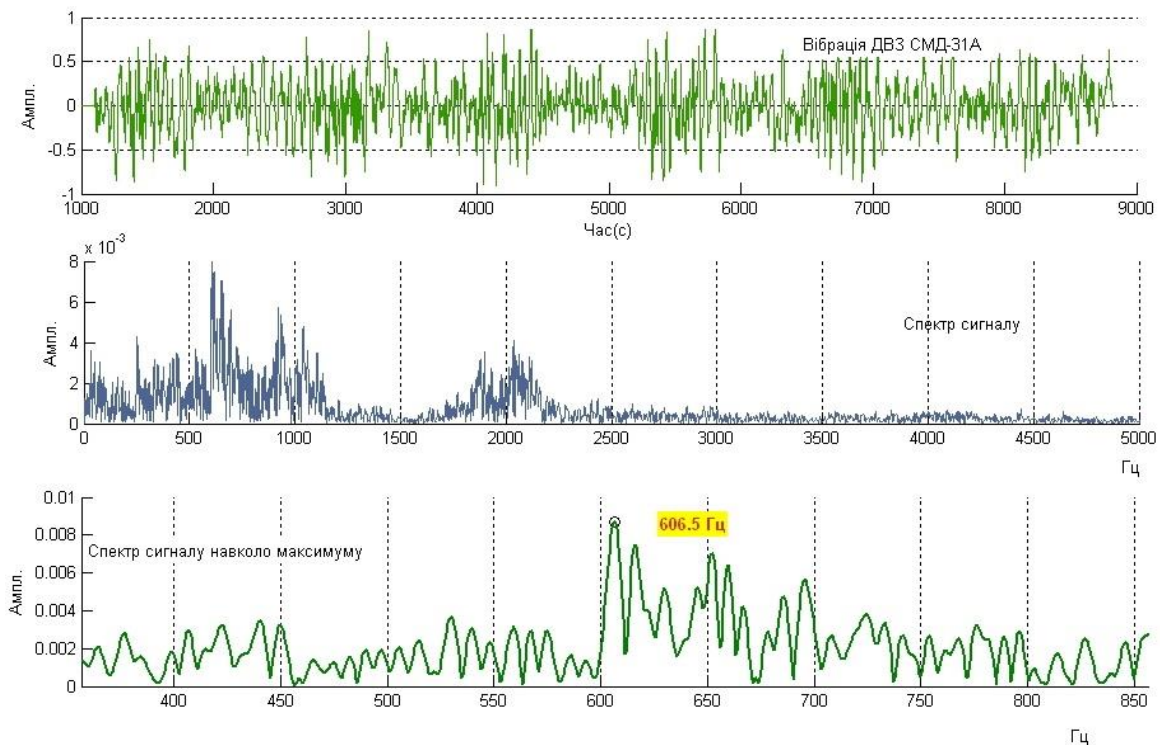


Рис. 8. Розрахований нормований спектр відбросигналу та його максимум.

З позиції аналізу віброакустичних сигналів в частотній області і наступного точного відновлення після певного перетворення можна відмітити ряд недоліків розкладу в ряди Фур'є, які загалом і привели до віконного перетворення Фур'є і стимулювали розвиток вейвлетного перетворення, які виходять за рамки даної статті і будуть розглянуті в подальшому. Ці недоліки наступні:

- Обмежена інформативність аналізу нестационарних сигналів і практично відсутність можливості аналізу їх особливостей (сингулярностей), так як в частотній області проходить «розмазування» особливостей сигналів на всьому частотному діапазоні.

- Гармонійні базисні функції не можуть відобразити перепади сигналів із безкінечною крутизною типу прямокутних імпульсів, бо потребують безкінечно велику кількість членів ряду.

- Перетворення Фур'є відображує глобальні відомості про частоти вібросигналу і не дає повну уяву про локальні властивості сигналу в умовах швидкої зміни їх спектрального складу. Перетворення Фур'є не має можливості аналізувати частотні характеристики сигналу у довільні моменти часу.

Висновок. Проведене моделювання обробітку вібросигналів дизельного двигуна за допомогою спектрального аналізу показало, що використання ШПФ і отримання спектру всього сигналу можливе

для використання за умови максимального наближення датчика до джерела коливання. Використання самого методу прямого і оберненого перетворення Фур'є має бути використаним для підвищення відношення сигнал/шум для розробки в подальшому адаптивної моделі обробітку вібросигналу з метою постановки однозначного діагнозу.

Список літератури

1. Сергиенко А. Б. Цифровая обработка сигналов / А. Б. Сергиенко. – СПб.: Питер, 2003. – 604 с.
2. Вибрация в технике. Т.5. Измерения и испытания. Справочник под ред. М. Н. Генкина. – М., 1981. – 496 с.
3. Отнес Р. Прикладной анализ временных рядов / Р. Отнес, Л. Эноксон. – М.: Мир, 1982. – 482 с.
4. Сырбаков А. П. Техническая диагностика ДВС по параметрам вибрации / А. П. Сырбаков, М. А. Корчуганова, Н. С. Чернышов // Вестник Иркутской государственной сельскохозяйственной академии. – 2011. – Вып. 47. – С. 110–116.
5. Надточій О. В. Аналіз математичної моделі перекладки поршня в зазорі циліндро-поршневої групи / О. В. Надточій // Механізація сільськогосподарського виробництва. – К.: НАУ, 1998. – Т. IV. – С. 122–125.
6. Leclere, Q., Pruvost, L. and Parizet, E. (2010), Angular and temporal determinism of rotating machine signals: The diesel engine case, Mechanical Systems and Signal Processing 24, 2012-2020.

Аннотация. Рассмотрено использование спектрального анализа виброакустического сигнала дизельного двигателя СМД-31А, как элемента адаптивной модели обработки вибросигнала с целью постановки однозначного диагноза. Приведена теоретическая диаграмма ударов от газораспределительного механизма, топливной аппаратуры, ЦПГ по отдельным цилиндрам двигателя СМД-31А и их фазовая реализация Для моделирования использовались математические пакеты MathCad, MatLab.

Ключевые слова: вибросигнал, спектр, спектральный анализ, преобразование Фурье, амплитуда, колебания

Annotation. The paper considers the use of spectral analysis of vibro-acoustic signal for diesel engine SMD-31A, as an element of the adaptive processing model of the vibration signal for the purpose of setting unambiguous diagnosis. Theoretical chart of strikes from timing, fuel injection equipment, CPG for individual engine cylinders SMD -31A and implementation phase was used For simulation the mathematical package MathCad, MatLab.

Key words: vibrating signal spectrum, spectral analysis, Fourier transformation, amplitudes, fluctuations