

екрана в 50–60 мм чутливість пристрою може бути не меншою, ніж 5 мм переміщення тіні на екрані на 1 мкм зміни товщини плівки.

Отже, цей пристрій усуває вплив на товщину плівки практично всіх зовнішніх збурюючих чинників – зміну в'язкості шлікера, швидкість руху технологічної основи, товщину технологічної основи, рівень шлікера у литтєвій лійці.

УДК 621.436: 534.833.004.122

М.С. Оліскевич

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра електронного машинобудування

ВПЛИВ ПРОЦЕСІВ ЗГОРЯННЯ-РОЗШИРЕННЯ РОБОЧИХ ГАЗІВ НА УТВОРЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ІМПУЛЬСІВ ВІД ПЕРЕКЛАДКИ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

© Оліскевич М.С., 2005

Проведено аналіз перекладки поршня дизельного двигуна внутрішнього згоряння. Враховано зміну сили тиску газів за різного характеру процесу розширення робочих газів. Побудовано рівняння, які описують рух поршня, та імітаційну модель в режимі реального часу. Отримано траєкторії руху різних точок поршня залежно від швидкісного режиму двигуна, а також залежно від режиму згоряння-розширення робочої суміші. Дано рекомендації щодо підвищення вірогідності вібродіагностування циліндро-поршневої групи і можливості автоматичного керування процесом згоряння в дизелі.

The analysis of kinematics of piston of diesel combustion engine is conducted. The change of force of pressure of gases is taken into account at a different character of process of expansion of working gases. Equations which describe motion of piston and simulation model in the real-time mode are built. The trajectories of motion of different points of piston are got depending on the speed mode of engine, and also depending on the mode of combustion-expansion of working mixture. Recommendations are given in relation to the increase of authenticity of vibration diagnostics of piston group and possibility of automatic process control of combustion in a diesel.

Спектральний аналіз високочастотної вібрації машин і обладнання є одним з перспективних напрямків функціонального діагностування, який дає змогу виявити чимало можливих дефектів машин задовго до виникнення аварійної ситуації. Крім того, вібросигнали можуть бути підставою для оптимального керування режимами роботи технічних об'єктів за критерієм, наприклад, енергоощадності. Однак в машинах зворотно-поступальної дії, зокрема, двигунах внутрішнього згоряння, через присутність сил ударного походження обсяг вірогідної інформації, яку отримують із спектрального аналізу вібросигналів, є незначним. Причини цього – незадовільна точність вимірювання віброприскорень, неузгоджена з режимами роботи побудова діагностичного експерименту. Дослідження глибинної суті процесів виникнення віброімпульсу дає змогу уникнути недоліків попередніх досліджень і успішно застосувати спектральний аналіз вібросигналу не тільки для функціонального діагностування, а й для автоматичного керування машинами, зокрема ДВЗ.

Питання дослідження вібраційних сигналів, які надходять від дизельних ДВЗ, зокрема із зони циліндро-поршневої групи (ЦПГ), висвітлені у праці М.С. Ждановського, який встановив, що рівень вібросигналу залежить від зазорів в спряженнях ЦПГ, частоти обертання колінчастого вала, температури, до якої нагріваються деталі, температури оливи, охолодженої рідини, циклової подачі палива, кута випередження впорскування та інших чинників. В теоретичних дослідженнях цього

автора приймалось, що двигун працює під час контролю на незмінних режимах, отже, такі чинники, як тиск газів на такті розширення, температура та інші, є також сталими. Відтак, рівень вібраційного сигналу, як стверджується, залежить переважно від зношеності деталей ЦПГ, що було взято за основу вібродіагностичного методу [1]. Проте вірогідність віброконтролю ЦПГ виявилась невисокою. Тому за таких обставин застосовано лише методи статистичного аналізу.

У подальших дослідженнях з'ясовано, що вібрація ЦПГ дійсно має імпульсне походження, виникає під час переключки поршня (зміни напрямків векторів швидкості і прискорення по відношенню до наявних зазорів), проте рух поршня відносно стінок циліндра є не поступальним, а плоско-паралельним, тому швидкість його в місці удару буде більшою, ніж раніше прийнята в обчисленнях [2]. У цій роботі все ж констатується, що фаза виникнення віброударного імпульсу неоднозначно характеризує стан ЦПГ дизельного двигуна через нерівномірність циклової подачі, зношеність деталей газорозподільного механізму. Не враховано, однак, що основним чинником віброімпульсу є сила тиску газів, яка залежить від багатьох змінних, у тому числі – якості процесу згоряння-розширення у ДВЗ.

Метою цієї роботи є встановлення залежності імпульсів вібросигналу від режимів роботи ДВЗ, зокрема зміни тиску газів на фазі розширення.

В результаті досліджень вперше встановлено залежності координат виникнення і сили ударних імпульсів від параметрів процесу розширення – тиску і показника політропи. Детально змодельована переключка поршня у двох фазах, які розділені за часом. Встановлено також вплив температурно-го режиму роботи ЦПГ на утворення вібросигналу.

Поршень ДВЗ разом з поршневим пальцем, компресійними і оливоз'ємними кільцями і частина шатуна здійснюють не тільки зворотно-поступальний, а й обертовий рух відносно центра мас цієї групи деталей в зв'язку з наявністю зазорів в спряженні поршень-гільза. Через те, що центр ваги і центр інерції поршня знаходиться вище від осі поршневого пальця, рух його можна розглядати у дві фази. Фаза А (рис. 1) – це плоско-паралельний рух поршня під дією сили тиску газів, тертя у спряженнях з кільцями, з поршневим пальцем, з гільзою, сил і моментів інерції, сил гідродинамічного тиску плівки моторної оливи на стінках циліндрів.

На розрахунковій схемі позначено центр ваги поршневої групи V-подібного дизельного ДВЗ – O, який знаходиться вище від осі поршневого пальця – O₁. Сили тертя компресійних кілець до дзеркала циліндрів зумовлені їх тиском на дзеркало циліндрів за рахунок

пружності, а також за рахунок нормальної компоненти N сили тиску газів. Силу тертя кілець до поршня також замінено рівнодійною F_{T1}.

Фаза А переключки поршня закінчується в момент удару точки O₂ поршня до гільзи циліндрів. Рух поршневої групи у цій фазі подано у вигляді системи рівнянь (1)

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} = N - F_{T1} - P_{gh}, \\ J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = N \cdot l - F_{T1} \cdot l_1 - M_0 - P_r \cdot l, \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} = P_r(t) - F_{T2}, \end{cases} \quad (1)$$

де m – маса поршневої групи, яка здійснює плоскопаралельний рух; P_{gh} – сила гідродинамічного тиску оливної плівки; α – кут між віссю поршня і віссю гільзи циліндра в площині XOY;

$$N = P_r(t) \cdot \frac{\sin(\varphi(t))}{\sqrt{1 - \alpha^2 \cdot \sin^2(\varphi(t))}} - \text{нормальна компонента сили тиску газів, направлена вздовж осі } x;$$

$F_{T1} = P_r(t) \cdot f_1$ – сила тертя поршневих компресійних кілець до циліндра; $F_{T2} = (N + k \cdot P_r(t)) \cdot f_2$ – сила тертя поршневих компресійних кілець до циліндра ДВЗ; P_r – сила тиску газів на поршень з врахуванням протидії сили тиску картерних газів; M_0 – момент тертя поршня з поршневим пальцем.

В момент зіткнення поршня точкою O_2 зі стінкою циліндра виникає імпульс сили, що спричиняє пружні деформації поршня і гільзи циліндра, зародження вібраційного сигналу, потужність якого є пропорційною до швидкості V_x в момент удару. Переміщення точки O_2 до зіткнення, а отже, приріст проекції її швидкості вздовж осі X, обмежені наявним зазором δ_2 , який залежить від температурного режиму ДВЗ та рівня його зношеності. В розрахунках приймалося, що цей зазор є відомим і залежить від температурного розширення поршня, гільзи, зміни в'язкості оливної плівки.

Після зіткнення зі стінкою гільзи циліндрів у точці O_2 поршень продовжує плоскопаралельний рух у фазі Б (рис. 2). Рівняння руху приведені у цьому випадку до точки O_3 , оскільки друга фаза перекладки завершується саме зіткненням цієї точки поршня з гільзою. Обмеження руху поршня вздовж осі X тут зумовлене зазором δ_3 , який також у розрахунках приймався функцією температурного режиму. Рівняння руху поршня у другій фазі також подано у системі (2).

Горизонтальна складова швидкості V_x точок O_2 та O_3 є сумою швидкості поступального руху та обертового руху поршня відносно центра ваги O.

Сила тиску газів змінюється від максимального значення P_z із змінним показником політропи n_2 . Значення цього показника для дизельних двигунів змінюється в межах 1,17...1,28. При цьому менші значення n_2 відносять до режимів, за яких догорання паливної суміші відбувається під час фази розширення. З погляду максимальної потужності ДВЗ такі режими є бажаними, проте щодо енергоощадності вони мають обмежене застосування в зв'язку з тим, що тепло віддається в систему охолодження, у відпрацьовані газы

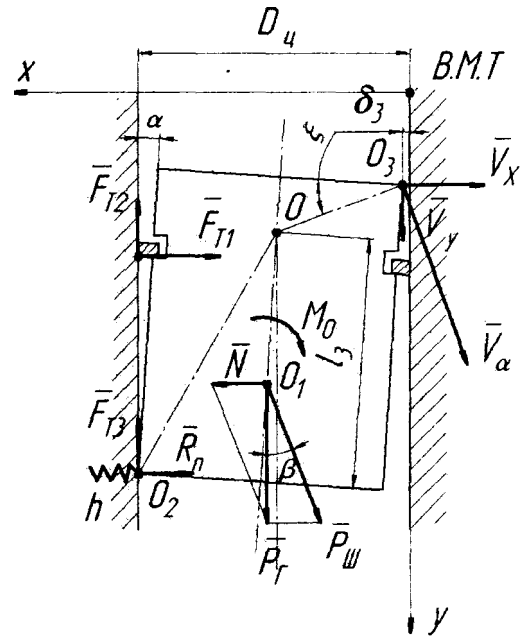


Рис. 2. Розрахункова схема фази Б процесу перекладки поршня

$$\begin{cases} \frac{m d^2 x}{dt^2} = N - F_{T1}, \\ \frac{m d^2 y}{dt^2} = P_r(t) - F_{T3} - F_{T2}, \\ \frac{J d^2 \alpha}{dt^2} = N \cdot l \cdot \cos \alpha - P_r(t) \cdot l \cdot \sin \alpha - R_n \cdot l_3 \cdot \sin \alpha + F_{T3} \cdot \frac{D_ц}{2} - F_{T1} \cdot l_1 \cdot \cos \alpha. \end{cases} \quad (2)$$

Догорання робочої суміші у фазі розширення характеризується високою інтенсивністю зношення деталей ЦПГ. Якщо інтенсифікувати процес охолодження ДВЗ, то показник політропи зростатиме, проте нелінійно в зв'язку із тим, що зростатимуть нещільності, через які прори-

ватимуться газу у картер ДВЗ. За збільшення частоти обертання догоряння палива в процесі розширення газів зростає, проте оскільки скорочується тривалість циклу, то зменшуються втрати тепла в систему охолодження і в загальному призводить до зменшення показника політропи. Отже, цей показник можна вважати діагностичним разом з температурою випускних газів і охолодженої рідини, якщо завданням дослідження є оцінити рівень досконалості процесів згоряння-розширення при наперед відомому допустимому технічному стані ЦПГ.

На такті розширення сила тиску газів змінюється за залежністю

$$P_r = A_{\Pi} \cdot P_z \cdot \left(\frac{h_{CT} \cdot \rho}{S_y + h_{CT}} \right)^{n_2}, \quad (3)$$

де A_{Π} – площа поршня; P_z – максимальний тиск на початку фази розширення; δ – рівень подальшого розширення; n_2 – політропа розширення.

Під час моделювання процесу розширення приймалось припущення, що показник політропи не має прямого лінійного зв'язку з частотою обертання колін вала ДВЗ. В загальному випадку це можливо в зв'язку з впливом на нього багатьох чинників (циклова подача палива, кут випередження впорскування, інтенсивність охолодження, фаза газорозподілу тощо).

Для розв'язання систем рівнянь (1) і (2) було складено імітаційну модель в середовищі MathLab і його розширенні Simulink. Моделювання процесів розширення робочих газів і перекидки поршня виконано в режимі реального часу. Змінними параметрами були показник політропи і частота обертання колін вала ДВЗ.

В результаті моделювання побудовано залежність моменту виникнення імпульсів сил в точці $O_2 - R_1$ і в точці $O_3 - R_2$ від перебігу процесу розширення. Вони обчислені для частоти обертання колін вала 2000 хв⁻¹. Враховуючи це, можна побачити, що за цієї частоти обертання перекидка поршня розпочинається (переміщення поршня вздовж осі X набирає значення, відмінне від 0) при положенні колін вала 2°47' від ВМТ.

Моменти виникнення імпульсів вказують на характер перебігу процесу розширення. Якщо значення політропи є в межах 1,18–1,24, то фаза А перекидки в часі випереджає фазу Б, що можна було б прослідкувати за давачами віброприскорення [1]. Якщо показник політропи перевищує значення 1,24 і прямує до максимального значення – 1,28. Процеси з високими значеннями політропи характеризуються також нижчими значеннями температур робочих газів, ЦПГ і більшими нещільностями.

Залежність моментів виникнення імпульсів ударів поршня від показника політропи розширення

n_2	Момент виникнення імпульсу R_1 , мс	Момент виникнення імпульсу R_2 , мс
1,18	30,0430	30,0480
1,20	30,0430	30,0500
1,22	30,0450	30,0510
1,24	30,0533	30,0515
1,26	30,0620	30,0520
1,28	30,0680	30,0550

Для вібродіагностування ЦПГ важливим є місце встановлення вібродавача. Вібросигнал найменше розсіюється, якщо давач розташований в безпосередній близькості до місця виникнення віброімпульсу. В попередніх дослідженнях цього не враховано, оскільки вертикальні координати зіткнення точок O_2 і O_3 поршня зі стінками гільзи циліндрів не досліджувались. Тому цікавими

видаються результати аналізу траєкторій цих точок. Так, виявлено, що зміна показника політропи розширення несуттєво впливає на вертикальну координату обох імпульсів R_1 і R_2 . Тому за сталої частоти обертання їх можна вимірювати з високою точністю, розмістивши два вібродавачі на відповідній висоті від ВМТ. Проте, коли частота обертання змінюється, то істотних змін зазнає і сам процес утворення вібросигналів. Так, на рис. 3 показано траєкторію точки O_3 при частоті обертання 2000 хв^{-1} . Зрозуміло, що поршень рухається спочатку вздовж осі X до зіткнення точки O_2 з гільзою. Одночасно відбувається обертовий рух поршня відносно центра ваги. Якщо частота обертання зменшується, наприклад до 1600 хв^{-1} , то докорінно змінюється і траєкторія руху точки O_3 поршня (рис. 4). Чітко бачимо, що першою відбувається фаза Б перекладки поршня. Слідів фази А (переміщення точки O_3) не спостерігається. Це означає, що за такої частоти обертання поршень здійснює саме поступальний рух без обертання відносно осі пальця. Відбувається один його удар об стінку гільзи.

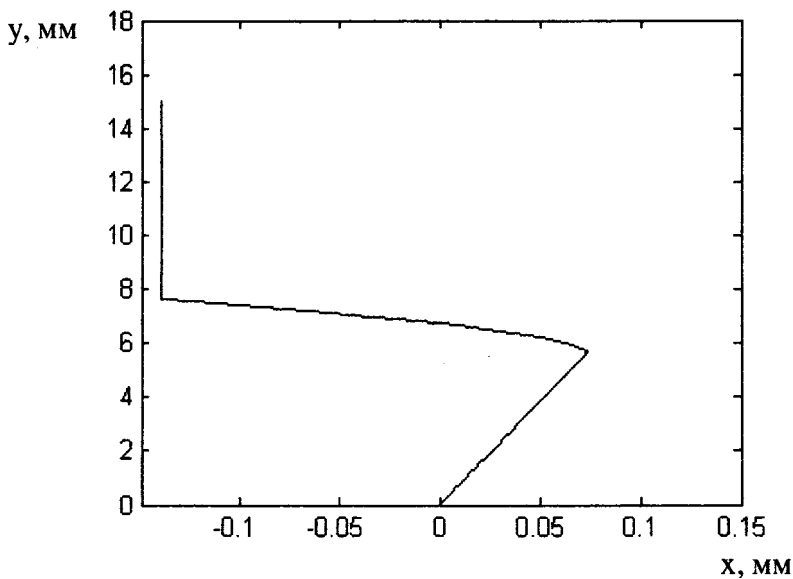


Рис. 3. Траєкторія руху точки O_3 поршня за частоти обертання колінвала 2000 хв^{-1}

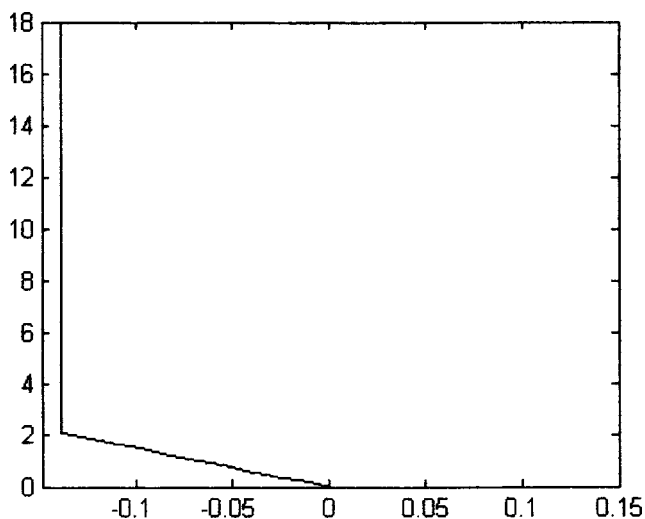


Рис. 4. Траєкторія руху точки O_3 поршня за частоти обертання колінвала 1800 хв^{-1}

Під час моделювання встановлено, що траєкторія руху поршня чутлива до зміни частоти обертання навіть на 50 хв^{-1} за сталого характеру процесу розширення. Такий чинник не може не впливати на точність процесу вібродіагностування.

З отриманих результатів зроблено такі висновки. Процес згоряння-розширення робочої суміші дизельного двигуна може відбуватися за різних навантажень, частоти обертання інтенсивності охолодження та інших параметрів, що відображається на зміні кінематики ЦПГ. Зокрема інформативною є перекладка поршня в межах його зазора із гільзою. Якщо спостерігається один імпульс вібросигналу, то це свідчить про згоряння основної дози робочої суміші в камері згоряння, а показник політропи межує в інтервалі 1,24–1,26. При випередженні віброімпульсу з боку точки O_3 і розділенні в часі його з імпульсом відносно O_2 , то це свідчить про переважне згоряння робочої суміші в камері згоряння і про жорстку роботу ДВЗ.

Істотний вплив на точність оцінки вібросигналів від перекладки ЦПГ в зазорі має швидкісний режим ДВЗ. Якщо частота обертання колін вала зменшується, то вже при 1850 хв^{-1} перекладка поршня, незалежно від характеру процесу згоряння-розширення, відбувається в одну фазу (один імпульс). За змінної частоти обертання потужність вібросигналу при незмінному розташуванні вібродавача на блоку циліндрів слабшає. Такі зміни відбуваються вже при зміні частоти на 50 хв^{-1} . Тому вібродіагностування потрібно проводити з фіксованим за висотою кріпленням вібродавача і фіксованою частотою обертання колінвала.

Отримані результати можна використати не лише і не так ефективно для виявлення технічного стану ДВЗ, як для його автоматичного регулювання щодо якості процесів згоряння-розширення.

1. Диагностика автотракторных двигателей. – 2-е изд., перераб. и доп. / Под ред. Н.С. Ждановского. – Л.: Колос, 1977. 2. Надточій О.В., Марченко В.В., Гельман Л.М. Результати теоретичних і експериментальних досліджень залежності фази виникнення віброударного посилення від зазору в циліндро-поршневій групі дизельних двигунів // Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. НАУ. Т. IX. – К.: 2000. – С. 135–141.