

УДК 620.179.16

РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ КОНТРОЛЮ ВУЗЛІВ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ**Н. В. Махортова***Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля
кв. Молодіжний, 20–а, м. Луганськ, 91034, Україна, тел.: (050)8367820*

Розглянуто несправності вузлів тягової передачі і методи їх діагностування. Запропонована методика віброакустичного контролю підшипникових вузлів і зубчастих зацеплень. Проаналізовані основні несправності тягової передачі локомотивів, які підлягають контролю в процесі експлуатації локомотивів. Приведені аналітичні залежності, які дозволяють частоти збурення різних елементів підшипників вузлів тягової передачі. Розроблений алгоритм контролю, який представлений у статті блок–схемою.

Ключові слова: підшипниковий вузол, зубчасте зацеплення, віброакустичний контроль, спектр вібрацій.

Рассмотрены неисправности узлов тяговой передачи и их диагностирования. Предложенная методика виброакустического контроля подшипниковых узлов и зубчатых зацеплений. Проанализированы основные неисправности тяговой передачи локомотивов, подлежащих контролю в процессе эксплуатации локомотивов. Приведены аналитические зависимости, позволяющие частоты возмущения различных элементов подшипников узлов тяговой передачи. Разработан алгоритм контроля, который представлен в статье блок–схеме.

Ключевые слова: подшипниковый узел, зубчатое зацепление, виброакустический контроль спектр вибраций.

Considered failure of nodes traction transmission and methods of diagnosis. The technique vibroacoustic control bearing housing and gears. Analyzed the main fault locomotive traction transmission to be controlled during the operation of locomotives. Present analytical dependences that allow frequency perturbation various elements bearings units traction transfer. The developed control algorithm that is presented in the article flowchart.

Keywords: bearing unit, toothings, vibroacoustic control, vibration spectrum.

Механізми, що здійснюють кінематичний і силовий зв'язок між якорем тягового електродвигуна або вихідним валом гідравлічної передачі з одного боку і ведучими колісними парами локомотиву з іншого боку, називаються тяговими приводами. У найпростішому випадку – це одноступінчастий редуктор, у більш складних випадках – система валів, шарнірів і редукторів, що опираються на підшипникові вузли. Призначення редукторів, що входять у таку систему, полягає у підвищенні крутного моменту, який передається колісним парам, а в деяких випадках роздачі потужності, а також зміні напрямку руху локомотива [1].

Тягові приводи локомотивів працюють у важких умовах: вони зазнають впливу великих динамічних навантажень, що виникають при взаємодії коліс із рейкою, коливань надресорної будови, боксуванні [4].

Виходячи із класифікації конструкцій основних видів приводів, що використовуються, необхідно відзначити, що їх еволюція приводить до ускладнення конструкції, а це знижує

надійність їх роботи. На підставі джерел [1–5] і, враховуючи досвід експлуатації, слід відзначити наступні несправності тягової передачі.

Несправність моторно–осьових підшипників, яка залежить від умов їх змащення. Навіть короточасні перерви в подачі мастила можуть привести до надмірного нагрівання підшипників і задиру та руйнуванню. Припинення подачі мастила може наступити при відсутності мастила в мастильних камерах, загорянні кінців пакетів гнотів польстера при нагріванні або засалюванні їх мастилом, яке потрапило з кожуха тягового редуктора, змерзанні гнотів внаслідок потрапляння в мастильні камери вологи. Посилує погані умови змащення перекис двигуна на осі колісної пари через задири у підшипниках. Це приводить до збільшення енергії гармонійного ряду частот, кратних кількості кульок або роликів у підшипниках кочення, і перерозподілу енергії між компонентами на користь високочастотних складових.

Несправності електродвигунів, що

виникають у результаті зношування деталей і старіння матеріалів, а також при порушенні правил технічної експлуатації. За місцем їх виникнення і характером походження ушкодження електродвигунів підрозділяють на електричні (ушкодження ізоляції або струмопровідних частин обмоток, колекторів, контактних кілець і аркушів сердечників) і механічні (ослаблення кріпильних сполучних різьблень, посадок, порушення форми й поверхні деталей, перекося й поломки).

Пружинна підвіска двигуна, за якою експлуатації необхідно стежити, не допускаючи граничного зношування накладок. Пружини можуть мати тріщини й відламані витки.

Елементи опорно-рамного підвішування двигунів, що пов'язано з тим, що у складальних одиницях кріплення двигуна на рамі візка в експлуатації можуть з'явитися тріщини в опорних кронштейнах рами візка, а також у кронштейнах двигуна. Тріщини можуть з'явитися із двох причин: епізодичними ударами маси колісної пари об кістяк електродвигуна при виборі радіального зазору між віссю й порожнім валом приводу і високочастотними вібраціями двигуна на опорах. Перший фактор викликається порушенням центрування порожнього вала відносно осі і додатковим прогином ресорного підвішування (через крен) при вході тепловоза з великою швидкістю в криві. Другий – ослабленням болтового з'єднання опорних кронштейнів двигуна з кронштейнами рами. Високочастотні вібрації, викликані Perez'єднання зубців тягової передачі, підсилюються в ослаблених з'єднаннях і передаються на кронштейни підвішування.

Несправності зубчастої передачі: зношування, тріщини, відколи й питтингове викришування зубців. Іноді спостерігаються тріщини в ободі зубчастого колеса і випадки повороту шестірни на валу якоря двигуна. У зубчастих колесах із пружним зв'язком вінця зі ступицею, крім перерахованих дефектів, зустрічаються руйнування гумометалевих елементів, зношування отворів під пружні елементи, зношування й ослаблення заклепувальних з'єднань і злам обмежувальних кілець, зношування роликів і їх бігових доріжок, зношування й випадання стопорних кілець. Слід зазначити, що при пружній передачі тріщини, відколи, викришування зубців зустрічаються досить рідко, а зношування збільшується в півтора–два рази повільніше, ніж у зубців жорсткої передачі. При ослабленні кріплення кожухів до двигуна в результаті вібрації в кожусі з'являються тріщини.

Нормально функціонуючий тяговий привід локомотива має певну віброактивність, спектр

якої займає широку смугу частот і має складний характер залежно від набору несправностей вузлів, що входять у нього. Експлуатаційні дефекти є додатковими збуджуючими факторами, які приводять до зміни властивостей віброакустичного сигналу. Ці зміни стосуються всіх характеристик вібросигнала, у тому числі й спектра коливань. При цьому у спектрі можуть змінювати співвідношення між основними частотами збудження, з'являються нові спектральні складові, змінюється співвідношення між періодичною і шумовою (випадковою) компонентами. Однак, слід зазначити, що вказані істотні зміни в спектрі вібрації зустрічаються досить рідко й в основному спостерігаються при розвинених ушкодженнях. Визначити за спектром появу ушкоджень, тобто на ранній стадії розвитку, є дуже важким завданням.

При зношуванні поверхні зубців порушується мікрогеометрія контактуючих деталей, тертя збільшується, що викликає підвищення рівня шумового компонента. З іншого боку, абразивне зношування викликає збільшення бічного зношування, що приводить до відриву профілів зубців у зачепленні і до ударного режиму збудження коливань. Такий режим веде до збільшення енергії гармонійного ряду частот, кратних частоті зачеплення, і перерозподілу енергії між компонентами на користь високочастотних складових.

Загальне збільшення рівня спектра, особливо на високих гармоніках, характеризує ступінь розвитку зношування, і при граничному зношуванні спектр може мати вигляд "білого шуму", в якому уже не видно складових основних частот збудження.

Своєчасне виявлення одного з найпоширеніших експлуатаційних дефектів зубчастих передач – викришування робочих поверхонь – дозволить запобігти вторинним руйнуванням і забезпечити безаварійну роботу редуктора.

Ефективними є методи діагностування локального викришування, які засновані на аналізі амплітудної обвідної вузькополосного вібросигнала в будь-якому діапазоні частот вібрації зубчастої передачі [6].

Наднебезпечним видом ушкодження зубчастих коліс є руйнування зубців (відкол, поломка). Це може привести до відмови всього зубчастого механізму при влученні продуктів руйнування в зачеплення, у підшипники або інші робочі частини механізмів. Можна припустити, що методи контролю викришування цілком придатні для діагностування відколу або поломки зубців (у цьому випадку глибина модуляції ще більш зростає). Але існує інший метод контролю, заснований на дослідженні вібросигнала в

межах власної частоти зубців пари коліс. З появою тріщини в основі зубця (або іншому місці) жорсткість зачеплення в момент контактування із цим зубцем різко падає. Це приводить до передчасного входу в зачеплення наступної пари зубців. Причому, вхід цієї пари буде супроводжуватися ударом. У віброакустичному сигналі з'являться імпульси, амплітуда яких буде тим більше, чим більше розвинена тріщина. Частотою заповнення імпульсів є власна частота пари коліс на жорсткості зубців. Цим методом можна визначити кількість ушкоджених зубців.

Таким чином, виділення й реєстрація часових реалізацій віброакустичного сигналу в межах власної частоти зубців пари коліс є простим і надійним методом діагностування тріщини, відколу й поломки зубців коліс.

Найпоширенішим видом руйнування при високих температурах є заїдання робочих поверхонь зубчастих коліс. Заїдання являє собою результат адгезійного зношування й полягає в молекулярнім з'єднанні контактуючих поверхонь під дією високого тиску в умовах розриву масляної плівки.

Тому для діагностування заїдання на початковій стадії необхідно застосовувати більш тонкі методи аналізу сигналів. Один з таких методів [5] заснований на одержанні одномірної щільності розподілу ймовірностей $p(x)$ миттєвих значень віброакустичного сигналу $x(t)$ у деякій смузі частот. У якості інформативної діагностичної ознаки використовується ексцес розподілу $p(x)$.

Іншим ефективним методом діагностування даного ушкодження зубчастих механізмів є дослідження частотної модуляції основних частот збурення.

Слід відмітити, що з'явився ряд публікацій [5, 6], що використовують біспектр у діагностичних цілях як завадостійку функцію, яка відгукується на зміну співвідношень між амплітудами й фазами складових гармонійного ряду при зміні технічного стану об'єкта контролю. Переваги застосування біспектрального методу очевидні в тих випадках, коли спектральний метод не дає позитивних результатів.

Несправності буксових (підшипникових) вузлів, які пов'язані з тим, що підшипникові вузли, будучи невід'ємною частиною сучасних машин і механізмів, часто лімітують їхній ресурс. Через відсутність доступу до підшипникових вузлів під час експлуатації велика увага приділяється пошуку методів їх безруйнівного контролю, у першу чергу віброакустичному, тим більше, що надійність роботи підшипників кочення залежить від вібраційного стану і точності виготовлення останніх.

Ушкодження підшипників в експлуатаційних умовах можуть бути умовно розділені на наступні групи:

- руйнування від втоми матеріалу;
- ушкодження від підвищеного зношування;
- руйнування, що викликані зміною зазорів і посадок між деталями підшипників і опорами ротора;
- ушкодження через недостатність або припинення подачі мастильного матеріалу.

Втомне руйнування підшипників кочення проявляється у вигляді викришування матеріалу доріжок кілець і тіл кочення і може відбуватися через надмірні навантаження або частоти обертання.

Зношування деталей підшипника вище припустимого, особливо тіл кочення й поверхні кілець, приводить до збільшення радіальних зазорів, що викликають зсув ротора.

Зношування гнізд сепаратора відбувається у результаті неправильного монтажу підшипників, від дії великих осьових навантажень, від викришування доріжок кочення й інших причин. Поряд із зношуванням є випадки втомного руйнування сепаратора, появи тріщин і розривів перемичок і самого сепаратора.

За деяких умов роботи можливо прослизання внутрішнього кільця підшипника відносно тіл кочення, що приводить до зношування поверхонь кочення.

Певне місце серед руйнувань підшипників кочення займає мастильне голодування, що приводить до опливання й зношування тіл кочення, наволакування матеріалу на поверхні бігових доріжок, зношуванню сепаратора.

При обчисленні основних частот збурення підшипників кочення виходять з гіпотези переважної дії ударних сил, що збурюють. Основні частоти збурення коливань при роботі підшипників наступні:

частота обертання осі колісної пари

$$f_n = n/60, \quad (1)$$

частота обертання сепаратора

$$f_{\text{сеп}} = \frac{f_p}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta\right), \quad (2)$$

частота обертання тіл кочення

$$f_{\text{т.к.}} = \frac{f_p D}{2 d} \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cos^2 \beta\right], \quad (3)$$

частота мигтіння тіл кочення по зовнішньому кільцю

$$f_n = z \frac{f_p}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta\right), \quad (4)$$

частота мигтіння тіл кочення по внутрішньому кільцю

$$f_b = z \frac{f_p}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta\right), \quad (5)$$

де n – частота обертання колісної пари, хв^{-1} ; d – діаметр тіл кочення; $D = (D_B + DH)/2$ – діаметр кола, що проходить через центри тіл кочення; D_B і DH – відповідно, діаметри внутрішнього й зовнішнього кілець підшипника; β – кут контакту в градусах; z – число тіл кочення.

Поряд з цим у процесі експлуатації при виникненні і розвитку ушкоджень елементів конструкції підшипників до певного рівня у спектрі коливань працюючого механізму з'являються дискретні складові, частоти яких визначаються видом ушкодження. Ці дефекти досить різноманітні: хвилястість на доріжках кочення, підвищений зазор в обоймі, овальність тіл кочення й кілець, гранність, збільшений зазор у гніздах сепаратора, ушкодження тіл і доріжок кочення внаслідок викришування та ін. Основні частоти збудження, що виникають через ушкодження елементів роликів підшипників наступні:

через дефект форми тіл кочення

$$f_1 = \left(\frac{D+d}{d} \right) \left(\frac{D-d}{d} \right) \frac{n}{30}, \quad (6)$$

через зміну форми внутрішньої доріжки

$$f_2 = \left(\frac{D+d}{d} \right) \frac{nz}{120}, \quad (7)$$

через зміну форми зовнішньої доріжки

$$f_1 = \left(\frac{D-d}{d} \right) \frac{nz}{120}. \quad (8)$$

Резонансні коливання елементів підшипника можуть бути отримані при періодичних ударах тіл кочення, що проходять дефектні точки доріжки на частоті обертання. Ці коливання характеризуються затухаючими високочастотними імпульсами. Одним з таких резонансів може бути резонанс кульок, частота яких обчислюється за формулою:

$$f_m = \frac{0,848 E}{d 2\rho}, \quad (9)$$

де E – модуль пружності; ρ – питома щільність кульок.

Крім основних частот збудження, наведених вище, у підшипниках кочення збуджується маса комбінаційних частот, що є результатом взаємодії обертових і нерухомих джерел

коливань, обумовлених дефектами контактуючих поверхонь. Через одночасну взаємодію декількох дефектів можлива багаторазова модуляція сигналами різних частот. Так, наприклад, дефект сепаратора збуджує модуляційні компоненти $(kfn \pm nfc_{\text{сеп}})$ в околі гармонік частоти мигтіння по зовнішньому кільцю kfn ; дефект внутрішнього кільця збуджує частоти взаємодії із зовнішнім кільцем $(kfn \pm nfb)$ і з тілами кочення $k(fc_{\text{сеп}})z_{\text{ш}}$. Можливі також різні комбінації цих і інших складових, у результаті чого в спектрі вібрацій з'являються комбінаційні частоти виду:

$$kf_B \pm n(q_n \pm mfb), \quad (10)$$

$$kf_H \pm n(q_B \pm mfc_{\text{сеп}}). \quad (11)$$

На основі лінійних і нелінійних моделей коливань підшипникових опор запропоновані методи виявлення й усунення технологічних дефектів виготовлення і складання підшипникових опор, що скорочують термін служби машин і механізмів.

Одним з найпоширеніших дефектів монтажу підшипників є перекіс кілець. Перекіс зовнішнього кільця підшипника проявляється на частотах

$$f_{\text{н.к}} = kfc_{\text{сеп}}z, \quad (12)$$

де $f_{\text{сеп}}$ – частота обертання сепаратора; z – число тіл кочення.

Перекіс внутрішнього кільця підшипника проявляється на частотах

$$f_{\text{в.к}} = k(f_p - fc_{\text{сеп}})z. \quad (13)$$

Дефекти куль у вигляді пасків зношування проявляються на бічних частотах відносно гармонік подвійної частоти їх вертіння

$$f_{\text{ш.в.}} = f_{\text{сеп}} \left[2k \frac{D}{d} \left(1 + \frac{d}{D} \right) \pm 1 \right]. \quad (14)$$

На цих частотах (12) ÷ (14) проявляються й інші дефекти деталей підшипника кочення, зокрема, зосереджені дефекти типу раковин, подряпин, наклепів і т.п.

Для розрізнення зосереджених і розподілених дефектів (типу перекосу) кілець підшипника необхідно орієнтуватися на число гармонік спектра полігармонійних коливань. Зосереджений дефект як джерело ударів є джерелом ширококутового спектра. Розподілений дефект має обмежений спектр (3–4 гармоніки).

Складний характер спектра вібрацій підшипників кочення, наявність великої кількості комбінаційних частот створюють певні труднощі при діагностуванні стану підшипникових вузлів, якщо для формування діагностичних ознак несправностей

підшипників використовувати тільки дані звичайного спектрального аналізу вібрацій [6].

Особливості віброакустичного контролю машин і механізмів визначають не тільки алгоритми обробки первинної інформації, але й структуру системи контролю. При обробці віброакустичних сигналів переслідуються мета формування діагностичних ознак, чутливих до малих відхилень параметрів технічного стану від норми в умовах існування великого рівня перешкод не тільки від роботи самого вузла, що контролюється, але й від сусідніх вузлів. На рис. 1 представлена структурна блок-схема віброакустичного контролю механізму.

Вузол 1, вузол 2, ..., вузол n – вузли, які входять у об'єкт, що контролюється. Наприклад, при діагностуванні тягових приводів це моторно–осьові підшипники, електродвигун, пружинна підвіска двигуна, елементи опорно–рамного підвішування двигунів, зубчаста передача.

У зв'язку з тим, що сам часовий процес містить надмірну інформацію і мало придатний

для цілей контролю, а рівень віброакустичного сигналу в широкій смузі як і дані найпоширенішого 1/3–октавного спектрального аналізу є малоінформативними діагностичними ознаками, виникає необхідність аналізу тонкої структури сигналу, що містить інформацію про технічний стан. Тому найбільш ефективні методи виділення інформативних компонентів, корельованих з фізикою звукоутворення при виникненні несправності механізму. До них у першу чергу відноситься гребінчата фільтрація, у тому числі у комбінації з амплітудним і фазовим детектуванням сигналу в зонах вимушених і власних частот механізму. До найбільш уживаних методів обробки відносяться частотна й часова селекція, виділення когерентних складових, аналіз поведінки статистичних моментів одномірного й двомірного законів розподілу ймовірностей миттєвих значень, кепстральний і біспектральний аналіз, а також інші методи вилучення інформації.

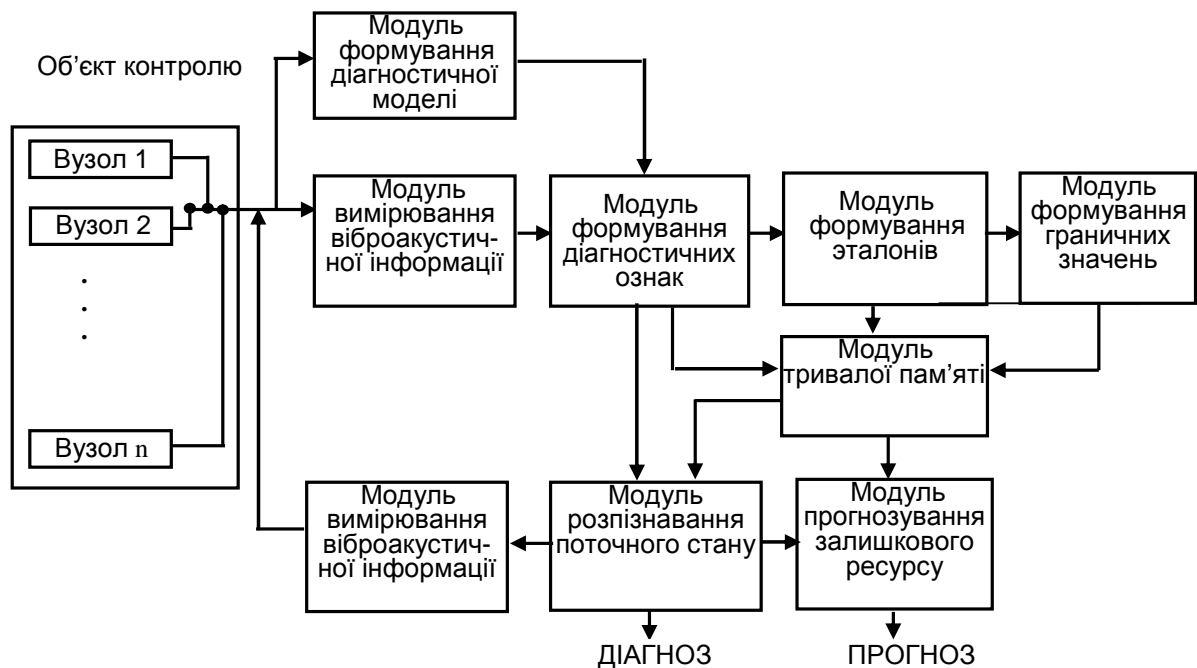


Рисунок 1 – Структурна блок-схема віброакустичного контролю механізму

ВИСНОВКИ

Кожний вид тягового приводу має свою кінематичну схему і призначений для експлуатації в певних швидкісних діапазонах, характеризується своїм рівнем сил і навантажень і, відповідно, несправностями його вузлів. Конфігурація приводу й вид несправностей визначає спектр їх вібрації й шумовипромінювання. Необхідно розробити

методику, яка дозволяє на основі віброакустичного аналізу визначити несправності вузлів тягових приводів в умовах експлуатації безконтактним експрес-методом. Визначено, що виділення й реєстрація часових реалізацій віброакустичного сигналу в межах власної частоти є простим і надійним методом контролю поверхні контактуючих тіл, який дозволяє визначити дефекти контактуючих поверхонь. Для діагностування заїдання в

початковій стадії рекомендується застосовувати більш тонкі методи аналізу віброакустичних сигналів.

1. *Техническая диагностика транспортных средств [Текст] / Коновалов А.И. [и др.]; Неж. ун-т біотехноморії и природопользования Украины. – К.: Нижин: ЧП Лысенко Н.М., 2010. – 126 с.* 2. *Мигаль В.Д. Техническая диагностика автомобилей [Текст] /: Справ. пособие: [в 6 Томах] / В.Д. Мигаль. Т.3. Методы диагностирования. – Х.: Майдан, 2012. – 547с.* 3. *Нагорный В.М. Техническая диагностика машин [Текст] : Учеб. пособ. / В.М.Нагорный. – Сумы : Сумской гос. ун-т, 2010. – 230с.* 4. *Савйовский В.В. Техническая диагностика строительных конструкций зданий [Текст] / В.В. Савйовский. –Х.:Форт, 2008. – 560с.* 5. *Махортова Н.В. К*

вопросу определения характерных неисправностей узлов тяговых приводов на основе их классификации [Текст] / Н.В. Махортова // Вісн. Східноукр. націон. ун-ту. ім. В. Даля – 2006. – № 3. – С. 78–83. 6. *Бадалян В.Г. Ультразвуковая дефектометрия металлов с применением голографических методов [Текст] / В.Г. Бадалян, Е.Г. Базулин, А.Х. Вовилкин, Д.А. Кононов, П.Ф. Самарин, Д.С. Тихонов. – М.: 2008. – 250 с*

Поступила в редакцію 07.12.2012р.

**Рекомендував до друку докт. техн. наук,
проф. Мирошников В. В.**