

## ВИЗНАЧЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТРАНСМІСІЙНОГО ПРИВОДУ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

**М. Подольський**, канд. тех. наук, доц.,

e-mail: Podolsky.Mihail@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-1149-4275>

Херсонський національний технічний університет

**І. Лілевман**, e-mail: igorlilevman@ukr.net

<https://orcid.org/0000-0002-3123-5684>

Південно-Українська філія ДНУ «УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого»

### Анотація

**Мета.** У статті розглянуто питання виявлення джерел передчасного зношування та виходу з ладу вузлів механічних трансмісій важких колісних тракторів з поворотною (зчленованою) рамою, розроблено методику та проведено експеримент з пошуку джерел вібрацій, визначено частоти та величини максимальних амплітуд коливань складових частин.

**Методи досліджень:** теоретичні - аналіз літературних джерел, довідкової літератури; експериментальні - польові випробування з відповідним вимірюванням показників тягового зусилля та вібраційних навантажень.

**Результати.** У статті проаналізовані чинники, які впливають на скорочення ресурсу та передчасний вихід з ладу складальних одиниць трансмісійного приводу - карданних валів. За результатами теоретичних літературних досліджень встановлено вірогідні причини виникнення вібрацій, які можуть призводити до руйнування шарнірів. Для підтвердження цих припущень проведений натурний експеримент з використанням електронного обладнання - аналізаторів, зокрема і виробництва Південно-Української філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, виконано обробку отриманих даних в електронному та графічному вигляді.

**Висновки.** Підвищення надійності та збільшення інтервалу між технічним обслуговуванням колісних тракторів можливе за умови виявлення та модернізації вузлів, які з конструкційних причин є найбільш навантаженими і мають обмеження щодо маси та габаритних розмірів.

Що стосується привода механічної трансмісії, то такими вузлами є карданні передачі, а саме - голчасті роликові шарніри нерівних кутових швидкостей, вібрації у яких в комбінації з піковим циклічним точковим тиском можуть призводити до передчасної появи відхилень від циліндричності форми шипа шарніра та збільшенням пов'язаних з цим зазорів у з'єднанні.

Способом вирішення задачі є запровадження інженерних рішень щодо зміни механічної конструкції привода зі збереженням функціональності або застосування активних електронно керованих штучних джерел вібрації (активаторів), які діятимуть у протифазі частотам власних та вимушених коливань системи, запобігаючи резонансу.

**Ключові слова:** колісні трактори, трансмісія, карданна передача, надійність, вібрації, коливання.

**Постановка проблеми.** Найважливіша властивість, яка характеризує надійність технічних об'єктів, - довговічність. Машина зі збільшеним ресурсом переносить на виконану роботу меншу частину своєї балансової вартості, зменшуючи тим самим вартість продукції.

У трансмісіях сільськогосподарської техніки (тракторах, автомобілях, комбай-

нах і сільськогосподарських машинах) широко застосовуються карданні передачі з шарнірами нерівних кутових швидкостей на підшипниках кочення. Досвід експлуатації та стендові випробування сільськогосподарської техніки показали, що карданні шарніри - один з нетривких вузлів трансмісії, який знижує надійність вузла загалом [1]. Ресурс карданних шар-

нірів у трансмісіях енергонасичених тракторів на перших етапах їх застосування становив від 1000 до 6000 мотогодин [2]. Однак цього недостатньо, бо ресурс інших частин трансмісії є більшим. Основною причиною цього є конструкційна недосконалість елементів карданного шарніра, що виражається в його недостатній довговічності через великі силові та моментні навантаження, які передаються через лінійні точки контакту циліндричних шипів хрестовини та голчастих роликів.

З точки зору періодичності та циклічності, обслуговування є доцільним та необхідним для збільшення ресурсу карданних валів завдяки пошуку та усуненню причин їх передчасного зношування, серед яких, окрім навантажень та забруднення (які повністю виключити неможливо), окреме місце займають вібрації та крутильні коливання, особливо у разі виникнення резонансу.

Отже, завдання пошуку джерел виникнення та шляхів розповсюдження коливань у трансмісії є актуальним.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У роботах [1,3-5] запропоновано конструкції карданних шарнірів, які дозволяють збільшити динамічну вантажопідйомність підшипникових вузлів на 7,4-9,3 %, ймовірність безвідмовної роботи карданних шарнірів в 1,3-1,5 рази і їх ремонтпридатність на 30 % з підвищенням довговічності в 1,28-1,88 рази завдяки використанню спеціальних покриттів або додавання у конструкцію змінних поверхонь тертя.

Однак, немаловажну роль відіграє той факт, що кутова швидкість веденої ланки карданної передачі буде змінюватись відносно кутової швидкості тягового (тобто вихідного) вала коробки швидкостей за синусоїдальним законом [6], що може викликати перепади навантаження на хрестовину, становити причину походження вібрацій чи їх посилення від дії збуджувальних сторонніх коливань.

**Мета статті** – експериментальне визначення величин амплітуд та частот власних і вимушених коливань вузлів системи

трансмісії колісного трактора та ступеня їхнього впливу на ресурс роботи передачі.

**Виклад основного матеріалу.** Карданна передача тракторів «Кіровоць» моделі К-701 включає чотири карданні передачі: переднього тягового моста, заднього тягового моста та шарніри проміжної опори. У передачі застосовують карданні вали двох типорозмірів: з шипами хрестовин діаметром 33,65 мм та з шипами хрестовин діаметром 45 мм. До першого типорозміру відносяться карданні вали коробки передач і механізму відбору потужності, до другого – всі інші (рис. 1).



**Рисунок 1** – Вузли карданної передачі трактора «Кіровоць» моделі К-701

Карданний вал складається з двох однакових карданних шарнірів, з'єднаних між собою рухомим шліцьовим з'єднанням (карданний вал переднього тягового моста) або жорстко (карданні вали коробки передач, заднього тягового моста і проміжний).

Теоретичними дослідженнями встановлені основні чинники руйнування шарнірів: відносно високочастотні коливання (вібрації), які передаються від двигуна та коробки передач, а також перепади величини крутного моменту, зумовлені постійною зміною тягового зусилля через неоднорідність щільності ґрунту.

Максимально можливий крутний момент на валу можна вирахувати, знаючи крутний момент двигуна ( $M_{кр} = 950$  Нм) та значення передатних чисел коробки передач. Для першої передачі переднього ходу першого діапазону передатне відно-

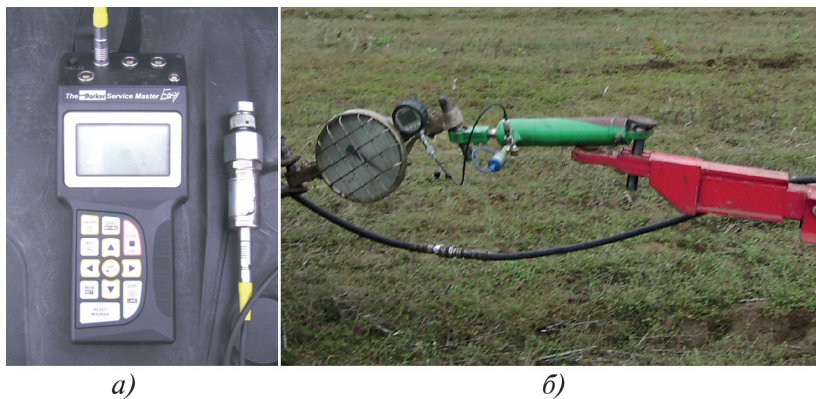
шення дорівнює 11,3 [7]. Отже, крутний момент на валу становитиме 10735 Нм.

Для експериментального визначення величини крутного моменту пропонується використати прилад власного розроблення Південно-Української філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого – тягомір гідравлічний, у якому в гідроциліндр встановлений датчик, з'єднаний з реєстратором динаміки тиску робочої рідини фірми Parker [8] (рис. 2).

Враховуючи вплив таких факторів як неоднорідність ґрунту, відхилення реальної форми колеса від циліндричної та поперемина робота ґрунтозачепів, показання, отримані у вигляді осцилограми, мають коливання та ділянки, які відповідають вриванню робочих органів в ґрунт та ділянки сталої роботи (рис. 3).

Тягове зусилля можна перерахувати у крутний момент за допомогою математичної залежності, знаючи величини діаметрів та коефіцієнт заглиблення коліс у ґрунт, а також деформацію боковини шини.

За результатами розрахунку у се-



а) – реєстратор тиску; б) – прилад у процесі роботи

Рисунок 2 – Гідравлічний тягомір

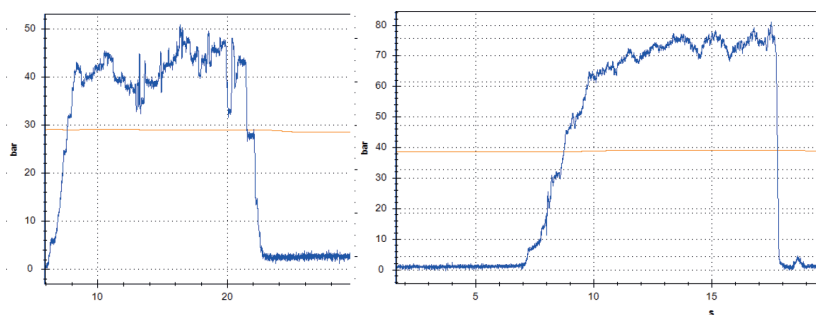


Рисунок 3 – Діаграми тягового зусилля

редовищі математичного моделювання «MAPLE» побудовано діаграму зміни величини крутного моменту протягом часу вимірювання (рис. 4).

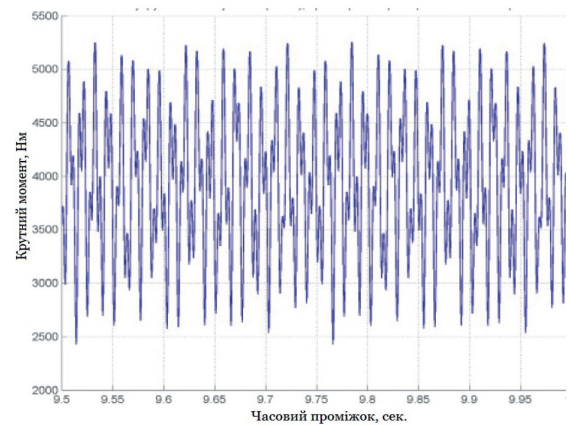


Рисунок 4 – Діаграма зміни крутного моменту у процесі руху (моделювання)

На графіку (рис. 5) відображена величина моменту, який вимірювався на трьох різних швидкостях лінійного руху (рис. 4). Максимальне значення МКР на графіку не перевищує 6000 Нм.

Оскільки довговічність шарніра залежить не тільки від величини моменту, а й від вібрацій агрегата, то в подальшому проведено виміри власних частот коливань двигуна (на частоті обертання колінчастого вала 1800 об/хв) та вузлів трансмісії: коробки швидкостей з роздавальною коробкою, проміжної опори, переднього та заднього карданних валів і відповідних тягових мостів (рис. 6).

Вимірювання величини вібропереміщення та вібропри-

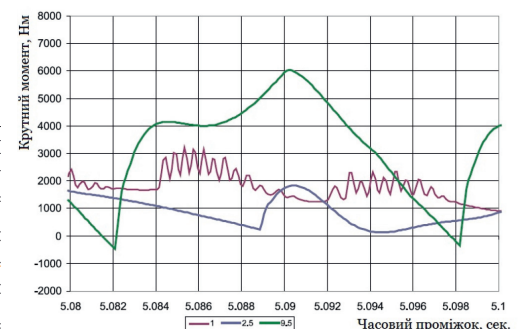
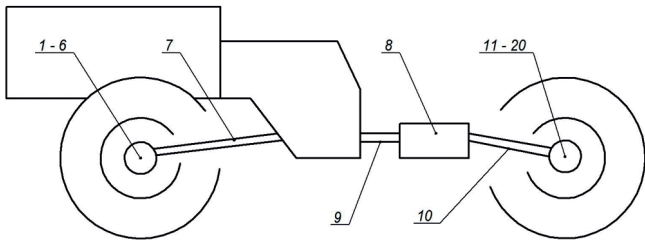


Рисунок 5 – Графік зміни величини крутного моменту у часовому проміжку дослідження на швидкості: а) – 1 м/с; б) – 2,5 м/с; в) – 9,5 м/с




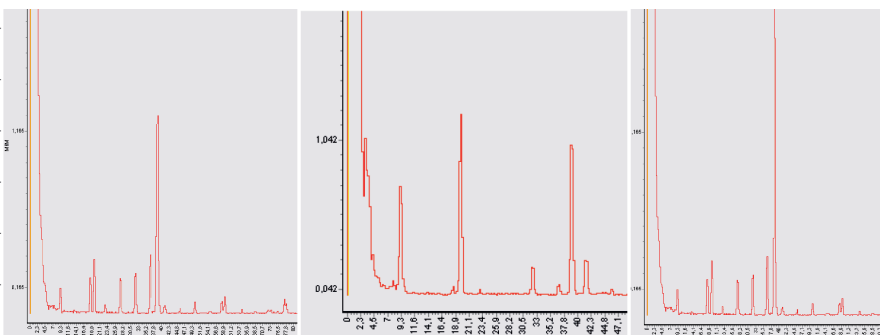


**Рисунок 6** – Схема розташування точок заміру вібрації

скорення проводились приладом моделі 795M, технічні характеристики та загальний вигляд якого наведено в таблиці 1.

**Таблиця 1** – Технічні характеристики та загальний вигляд приладу моделі 795M

	Вимірюваний параметр	Частотний діапазон, Гц	Динамічний діапазон, СКЗ
	Віброприскорення	2-10000	0,01-500 м/с <sup>2</sup>
	Віброшвидкість	2-16 10-1000	0,8-5000 мм/с 0,1-79 мм/с
	Вібропереміщення	2-16 10-100 10-1000	0,05 - 50 мм 0,003 - 1,2 мм 0,003 - 0,02 мм



а) – передній вал; б) – проміжний вал; в) – вал заднього мосту

**Рисунок 7** – Залежність вібропереміщення від частоти коливань

За результатами почергових замірів, після обробки результатів у додатку «Conspext» [9], побудовані залежності величин вібропереміщення від частоти коливань (рис. 7).

З аналізу діаграм видно, що найбільш вібронавантаженими ділянками є задній та передній карданний вал. Частоти максимальних амплітуд коливань для переднього вала є вищими (33,25-43,69 Гц), оскільки через конструкційні особливості конструювання трактора на елементи

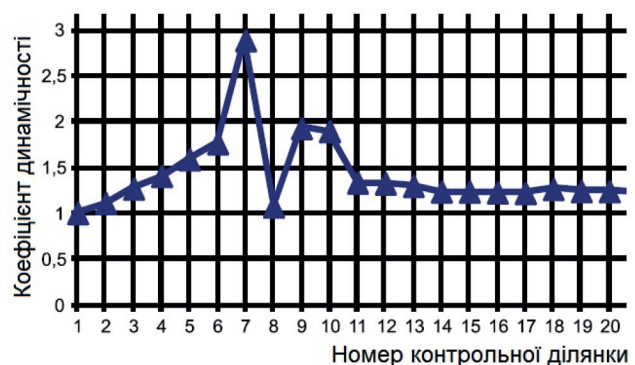
трансмісії розповсюджується вплив вібрацій від двигуна. Водночас, вібропереміщення є меншими (максимальне значення дорівнює 1,067 мкм) завдяки дії стабілізації маси передньої частини трактора.

Задня частина є більш навантаженою перемінними силами, пов'язаними з ударним впливом від руху по ґрунті та від причіпних агрегатів. Частота, на якій проявляється її максимальна амплітуда коливань, становить 9,77-27,8 Гц за максимального значення амплітуди 1,965 мкм.

Мінімальна величина вібропереміщення відповідає показникам для проміжної опори – 1,047 мкм. Середня частота власних коливань для всієї трансмісії – 9,77 Гц.

Розглядаючи перепади значень крутного моменту (рис. 4), а також явище резонансного накладання частот власних коливань, частот коливань двигуна та коробки передач (залежності від передачі та умов руху), представимо результати вібронавантаженості вузлів трансмісії за контрольними точками графіком (рис. 8).

Вирішенням задачі (для конкретного випадку) можна вважати зміщення вихідних валів коробки передач до рівня



**Рисунок 8** – Розподіл вібронавантаженості контрольних точок трансмісії

фланця переднього моста, що зменшить кут, під яким повинна працювати передача. Для моделі К-701, яка не має ресурсної підвіски коліс, таке рішення буде актуальним, оскільки передній мост є переважно використовуваний у роботі, тоді як задній – вимикається, за необхідності.

**Висновки.** Підвищення надійності та збільшення інтервалу між технічним обслуговуванням колісних тракторів можливе за умови виявлення та модернізації вузлів, які з конструкційних причин є найбільш навантаженими і мають обмеження щодо маси та габаритних розмірів.

Що стосується привода механічної трансмісії, то такими вузлами є карданні передачі, а саме - голчасті роликові шарніри нерівних кутових швидкостей, вібрації у яких у комбінації з піковим циклічним точковим тиском можуть призводити до передчасної появи відхилень від циліндричності форми шипа шарніра та збільшенням пов'язаних з цим зазорів у з'єднанні.

Вирішенням задачі є запровадження інженерних рішень щодо зміни механічної конструкції приводу зі збереженням функціональності або застосування активних електронно керованих штучних джерел вібрації (активаторів), які діятимуть у протифазі частотам власних та вимушених коливань системи, запобігаючи резонансу.

### Література

1. Халфин, М.А. Перспективы сохранения МТП в России / М.А. Халфин, С.М. Халфин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1999.5. — С. 2-6.

2. Купрюхин Д.Г. Анализ надежности (безотказности) отечественных и зарубежных тракторов [Текст] / Д.Г. Купрюхин. — М.: ООО «Столичная типография», 2008. — 96 с.

3. Пастухов А.Г. Повышение надежности карданных передач трансмиссий сельскохозяйственной техники/ Диссертация на соискание ученой степени док-

тора технических наук.: М.-2008.-487с.

4. Экспериментальная оценка некоторых путей повышения надежности шарниров карданных передач энергонасыщенных тракторов/А.М.Сигаев// Восстановление деталей сельскохозяйственной техники индустриальными методами. Сб.н.тр. МИИСП. - М.: 1982. - С. 30-37.

5. Продление срока службы карданного вала/Ф.Н.Тавлыбаев//Сер. Восстановление деталей машин и оборудования АПК /Науч.-техн. информ. сб. - М.: Информагротех. - 1991. - Вып.1. - С. 1-4.

6. Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов./ Диментберг Ф.М.- М.: Наука,1982.-336с.

7. Пантюхин М.Г. Справочник по тракторам «Кировец» / М.Г.Пантюхин, Л.И. Безверхний, Н.А. Березин. - М.: Колос, 1982.-271с

8. Диагностирование механического оборудования металлургических предприятий: Монография / Седуш В.Я., Кравченко В.М., Сидоров В.А. и др. — Донецк: ООО «Юго-Восток, ЛТД», 2004. — 100 с.

9. Кравченко В.М. Технічне діагностування механічного обладнання./Кравченко В.М., Сидоров В.А., Седуш В.Я; Підручник. Донецьк 2009. - 498с.

### Literature

1. Halfin, M.A. Prospects for the preservation of the MTP in Russia / M.A. Halfin, S. M. Halfin // Tractors and agricultural machines. - 1999.5. - WITH. 2-6.

2. Kupryuhin D.G. Analysis of reliability (reliability) of domestic and foreign tractors [Text] / D.G. Kupryukhin. - M.: LLC Stolichnaya printing house, 2008. - 96 p.

3. Shepherds A.G. Improving the reliability of cardan transmissions of transmissions of agricultural machinery / thesis for the degree of Doctor of Technical Sciences.: M. - 2008. - 487с.

4. Experimental evaluation of some ways to improve the reliability of hinges of cardan gears of energy-saturated tractors / A.M. Sigaev // Restoration of agricultural machinery

parts by industrial methods. Sat. MIISP. - M.: 1982. - p. 30-37.

5. Extension of the service life of the cardan shaft / F.N.Tavlybayev // Ser. Restoration of parts of machinery and equipment of the agroindustrial complex / Scientific-Tech. inform Sat - M.: Inforgrotekh. - 1991. - Issue 1. - p. 1-4.

6. Dimentberg F.M. The Theory of Spatial Hinge Mechanisms. / Dimentberg F.M.- M.: Nauka, 1982.-336s.

7. Pantyukhin M.G. Reference book on Kirovets tractors / M. G. Pantyukhin, L. I. Bezverhniy, N.A. Berezin.-M.: Kolos, 1982.-271s

8. Diagnostics of the mechanical equipment of metallurgical enterprises: Monograph / Sedush V. Ya., Kravchenko V. M., Sidorov V.A. and others. - Donetsk: LLC "South-East, LTD.", 2004. - 100 p.

9. Kravchenko V. M. Kravchenko, V. M., Sidorov, V.A., Sedush, V. Ya., tehniche dyagnostuvannya mekhanichny obladnannya. Pidruchnik. Donetsk 2009. - 498c.

### Literatura

1. Halfin, M.A. Perspektivy sohraneniya MTP v Rossii / M.A. Halfin, S.M. Halfin // Traktory i sel'skohozjajstvennyye mashiny. — 1999.5. —P. 2-6. [In Russian]

2. Kuprjuhin D.G. Analiz nadezhnosti (bezotkaznosti) otechestvennyh i zarubezhnyh traktorov [Tekst] / D.G. Kuprjuhin. — M.: OOO «Stolichnaja tipografija, 2008. — 96p. [In Russian]

3. Pastuhov A.G. Povyshenie nadezhnosti kardannyh peredach transmissij sel'skohozjajstvennoj tehniky/ Dissertacija na soiskanie uchenoj stepeni doktora tehniceskikh nauk.:M.-2008.-487p. [In Russian]

4. Jeksperimental'naja ocenka nekotoryh putej povysheniya nadezhnosti sharnirov kardannyh peredach jenergonasysyhennyh traktorov/A.M.Sigaev// Vosstanovlenie detalej sel'skohozjajstvennoj tehniky industrial'nymi metodami. Sb.n.tr. MIISP. - M.: 1982. - p. 30-37. [In Russian]

5. Prodlenie sroka sluzhby kardannogo vala/F.N.Tavlybaev//Ser. Vosstanovlenie detalej mashin i oborudovaniya APK /Nauch.-tehn. inform. sb. - M.: Informagroteh. - 1991. - Vyp.1. - P. 1-4. [In Russian]

6. Dimentberg F.M. Teorija prostranstvennyh sharnirnyh mehanizmov./ Dimentberg F.M.- M.: Nauka,1982.-336p. [In Russian]

7. Pantjuhin M.G. Spravochnik po traktoram «Kirovec»/M. G. Pantjuhin, L. I. Bezverhniy, N.A. Berezin.-M.: Kolos, 1982.-271p. [In Russian]

8. Diagnostirovanie mehanicheskogo oborudovaniya metallurgicheskikh predpriyatij: Monografija / Sedush V. Ja., Kravchenko V. M., Sidorov V.A. i dr. — Doneck: OOO «Jugo-Vostok, LTD», 2004. — 100p. [In Russian]

9. Kravchenko V.M. Tehniche dyagnostuvannya mehanichnogo obladnannya./Kravchenko V.M., Sidorov V.A., Sedush V. Ja; Pidruchnik. Donec'k 2009. - 498p. [In Russian]

UDC 629.3.018.4:629.017

## DETERMINATION OF VIBRATION LOADS OF TRANSMISSION DRIVES OF WHEEL TRACTORS

M. Podolsky, PhD. Techn. Sc.,  
e-mail: Podolsky.Mihail@gmail.com  
<https://orcid.org/0000-0002-1149-4275>  
Kherson National Technical University  
I. Lilevman, , e-mail: igorlilevman@ukr.net  
<https://orcid.org/0000-0002-3123-5684>  
Southern-Ukrainian branch of DNU L. Pogorilyy UkrNDIPVT

### **Summary**

**Goal.** The article deals with the problem of identifying sources of premature wear and failure of mechanical transmission units of heavy wheeled tractors with a rotary (articulated) frame, developed a methodology and conducted an experiment on the search for sources of vibrations, and determined the frequency and magnitude of the maximum amplitudes of oscillations of component parts.

**Research methods:** theoretical - analysis of the literature, reference books; experimental - field tests with appropriate measurements of traction and vibration loads.

**Results.** The article analyzes the factors that influence the resource reduction and the premature failure of the assembly units of the transmission drive - cardan shafts. The results of theoretical literature studies found probable causes vibrations that can lead to the destruction of hinges. The field experiments were conducted with using electronic equipment - analyzers, including its own production affiliate of South-Ukrainian branch of Leonid Pogorilyy UkrNDIPVT and completed processing the data electronically and graphically to confirm theoretical assumptions.

**Conclusions.** Increasing the reliability and increasing the interval between technical maintenance of wheeled tractors is possible provided that the nodes, which are the most loaded and have restrictions on mass and overall dimensions for structural reasons, are detected and upgraded.

In mechanical drive transmission such nodes are transmission rollers - namely needle roller hinges of unequal angular velocities, vibrations in which in combination with cyclical peak pressure point can lead to premature appearance of deviations from the spine hinge cylindrical shape and the increase related gaps in this connection.

The method of solving the problem is the introduction of engineering solutions to change the mechanical design of the drive with the preservation of functionality or the use of active electronically controlled artificial vibration sources (activators), which will operate in the phase opposite the frequencies of the own and forced oscillations of the system, preventing resonance.

**Keywords:** wheel tractors, transmission, cardan transmission, reliability, vibration, oscillation.

УДК 629.3.018.4:629.017

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЗОК ПРИВодОВ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ**

**М. Подольский**, канд. техн. наук, доц.,

e-mail: Podolsky.Mihail@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-1149-4275>

Херсонский национальный технический университет

**И. Лилевман**, e-mail: igorlilevman@ukr.net

<https://orcid.org/0000-0002-3123-5684>

Южно-Украинский филиал ГНУ «УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого»

### **Аннотация**

**Цель.** В статье рассмотрены вопросы выявления источников преждевременного износа и выхода из строя узлов механических трансмиссий тяжелых колесных тракторов с поворотной (сочлененной) рамой, разработана методика и проведен эксперимент по поиску источников вибраций, определены частоты и величины максимальных амплитуд колебаний составных частей.

**Методы исследований:** теоретические - анализ литературных источников, справочной лите-

ратуры; экспериментальные - полевые испытания с соответствующим измерением показателей тягового усилия и вибрационных нагрузок.

**Результаты.** В статье проанализированы факторы, влияющие на сокращение ресурса и преждевременный выход из строя сборочных единиц трансмиссионного привода - карданных валов. По результатам теоретических литературных исследований установлено вероятные причины возникновения вибраций, которые могут приводить к разрушению шарниров. Для подтверждения сделанных предположений проведен натурный эксперимент с использованием электронного оборудования - анализаторов, в том числе и собственного производства Южно-Украинского филиала УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого, выполнена обработка полученных данных в электронном и графическом виде.

**Выводы.** Повышение надежности и увеличения интервала между техническим обслуживанием тракторов возможны при условии выявления и модернизации узлов, которые по конструктивным причинам являются наиболее нагруженными и одновременно имеют ограничения по массе и габаритным размерам.

Что касается механической трансмиссии, то узлами, подлежащими модернизации, являются карданные передачи, а именно - игольчатые роликовые шарниры неравных угловых скоростей, вибрации в которых в комбинации с пиковым циклическим точечным давлением могут приводить к преждевременному появлению отклонений от цилиндричности формы шипа шарнира и увеличением связанных с этим зазоров в соединении.

Путем решения задачи является внедрение инженерных решений по изменению механической конструкции привода при сохранении функциональности, или применение активных электронно управляемых искусственных источников вибрации (активаторов), которые будут действовать в противофазе частотам собственных и вынужденных колебаний системы, предотвращая резонанс.

**Ключевые слова:** колесные тракторы, трансмиссия, карданная передача, надежность, вибрации, колебания.