

ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОКОЛИВАНЬ В МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧАХ ТРАКТОРІВ ПРИ НАЯВНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ОБМЕЖУВАЛЬНИХ МУФТ

Калінін Є., д-р техн. наук, доц.,
e-mail: kalininhtusg@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>,
Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка;
Козлов Ю.,
e-mail: urgenurgen@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0002-3546-0010>
Харківська філія ДНУ «УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого»

Анотація

Мета дослідження. Метою досліджень є теоретичне та експериментальне дослідження автоколивань, які виникають під час прослизання напівмуфт і встановлення ступеня їхньої небезпеки з рекомендаціями щодо зниження максимальних додаткових напружень, викликаних коливаннями.

Методи дослідження. Під час досліджень автоколивань у механічних передачах тракторів з фрикційними обмежувальними муфтами використовувався експериментальний метод досліджень, призначений для виявлення ефекту збудження автоколивань в різних умовах експлуатації муфти. Теоретичне підтвердження отриманих даних проводилося аналітичними методами з використанням диференціальних рівнянь перехідного процесу.

Результати дослідження. Дослідження проводилися з відцентровою фрикційною муфтою змінного натискання, з парою тертя «бронза-сталь». Тягова напівмуфта з'єднувалася через передачу з електродвигуном, а ведена – через піддатливий вал з маховиком, на якому знаходилось стрічкове гальмо. Для вимірювання гальмівного моменту стрічки гальма з'єднувалися з нерухомими стійками пружними ресорами, деформація яких вимірювалась під час досліджень та є пропорційною гальмівному моменту.

У ході досліджень були встановлено, що з відносним ковзанням напівмуфт на будь-якому режимі і за будь-яких станів у системі виникають суттєві фрикційні автоколивання. Інтенсивність коливань на сталих режимах залежить від середньої швидкості ковзання напівмуфт і від стану поверхонь, які труться. Приміром, коли поверхні, які труться, змащували тільки перед випробуванням, коливання були інтенсивніші, ніж за безперервного подавання мастила під час випробувань. Коливання були слабкі і тоді, коли поверхні, які труться, не змащувалися. На перехідних режимах зі змінною швидкістю ковзання, крім цих факторів, істотну роль грає величина прискорення у відносному ковзанні під час роз'єднання або з'єднання напівмуфт.

Після експериментального підтвердження можливості розвитку сильних фрикційних автоколивань, коли спрацьовує муфта, було проведено аналітичне дослідження перехідного процесу в конкретному приводі, обладнаному фрикційною дисковою обмежувальною муфтою постійної затяжки. Розрахунки різних варіантів показали, що величина прискорення під час роз'єднання напівмуфт впливає на інтенсивність автоколивання так само, як під час з'єднання. Очевидно, що підібрати силу затяжки муфти в тому випадку, коли міцність системи визначається фрикційними автоколиваннями, слід так, щоб прискорення ковзання під час роз'єднання і з'єднання напівмуфт були близькими.

Висновки. На всіх режимах під час прослизання елементів обмежувальної фрикційної муфти в системі привода самозбуджуються фрикційні автоколивання як під час роз'єднання, так і під час

з'єднання напівмуфт. Інтенсивність автоколивань може бути такою, що відповідні їм напруження визначатимуть динамічну міцність системи. Рівень фрикційних автоколивань істотно залежить від швидкості зміни середньої швидкості ковзання після роз'єднання напівмуфт або перед їх з'єднанням. Ця швидкість зі свого боку залежить від величини граничного моменту муфти, інерційного навантаження і моментів сил корисних опорів. Найбільші амплітуди автоколивань досягаються на невеликих швидкостях ковзання з малою швидкістю їх зміни на крутій ділянці спадної нелінійної характеристики тертя в муфті.

Ключові слова: механічна передача, фрикційна обмежувальна муфта, автоколивання, перехідний процес, динамічна міцність.

Постановка проблеми. Для захисту елементів механічних передач силових установок від перевантажень застосовуються фрикційні обмежувальні муфти ковзання змінного або постійного натискання. Запобіжні фрикційні муфти знайшли своє застосування в гірничій справі, промисловості, будівництві, сільському і комунальному господарстві, на транспорті. З їхньою допомогою виконується роз'єднання вхідного і вихідного валів у критичних ситуаціях, коли величина крутного моменту перевищує допустиму під час короткочасних перевантажень. Порівняно з іншими запобіжними муфтами, наприклад, муфтами з руйнівними елементами або муфтами зачеплення, фрикційні муфти передають значно більші обертальні моменти за порівняно менших габаритів, мають невелике зусилля замикавання і відрізняються набагато більшою плавністю роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Важливою умовою роботи муфт є забезпечення передачі механічної енергії без зміни її величини. Особлива риса запобіжної муфти — захист машини від поломки під час перевантажень. Виходу машини з ладу запобігає налаштування муфти на граничну величину моменту, з перевищенням якої муфта спрацює і відбувається роз'єднання валів [1]. Спрацювання муфти проявляється в ковзанні її дисків відносно один одного.

Однак відомо про наявність руйнування в процесі експлуатації деяких передач сполучених валів через часті прослизання напівмуфт, які можуть бути результатом інтенсивних коливань у системі приводу

[2]. Особливо гостро це питання стоїть у розрізі динаміки перехідних процесів, які виникають під час спрацювання муфти від дії динамічного навантаження на елементи сільськогосподарського агрегата внаслідок його коливального руху [3-6].

Мета і постановка задач дослідження. Метою досліджень є теоретичне й експериментальне дослідження автоколивань, які виникають під час прослизання напівмуфт і встановлення ступеня їхньої небезпеки з рекомендаціями щодо зниження максимальних додаткових напружень, викликаних коливаннями.

Виклад основного матеріалу. Для з'ясування можливості самозбудження фрикційних автоколивань під час ковзання напівмуфт і для визначення факторів, які впливають на їхню інтенсивність, були поставлені експерименти на лабораторній установці.

Дослідження проводилися з відцентровою фрикційною муфтою змінного натискання, з парою тертя «бронза-сталь». Тягова напівмуфта з'єднувалася через передачу з електродвигуном, ведена напівмуфта — через піддатливий вал з маховиком, на якому знаходилось стрічкове гальмо. Для вимірювання гальмівного моменту стрічки гальма з'єднувалися з нерухомими стійками пружними ресорами, деформація яких вимірювалась під час досліджень та є пропорційною гальмівному моменту.

На осцилограмах записувалися криві гальмівного моменту на маховику, моменту пружних сил веденого валу, позначки чисел обертів тягової і веденої напівмуфт. Експерименти велися за різних умов

роботи муфти. Для отримання сталих фрикційних автоколиваний гальмо було налаштоване так, щоб гальмівний момент перевищував граничний момент, переданий муфтою. Маховик за цих умов цьому не обертається. Середня відносна швидкість ковзання напівмуфт визначалася за кутовою швидкістю тягової напівмуфти, яка могла змінюватися.

В умовах експлуатації муфта спрацьовує на перехідних режимах і тому автоколиваний досліджувалися і на перехідних режимах, які супроводжуються роз'єднанням і з'єднанням напівмуфт. Перехідні режими досягалися зміною гальмівного моменту так, що ведена частина оберталася зі змінною кутовою швидкістю.

Якісні висновки за отриманими експериментальними даними в основному виражаються в такому:

а) під час відносного ковзання напівмуфт на будь-якому режимі і за будь-яких станів у системі виникають суттєві фрикційні автоколиваний;

б) інтенсивність коливань на сталих режимах залежить від середньої швидкості ковзання напівмуфт і від стану поверхонь, які труться. От, коли поверхні, які труться, змащували тільки перед випробуванням, коливання були інтенсивніші, ніж за безперервного подавання мастила під час випробувань. Коливання були слабкі і тоді, коли поверхні, які труться, не змащувалися;

в) на перехідних режимах зі змінною швидкістю ковзання, крім цих факторів, істотну роль грає величина прискорення у відносному ковзанні під час роз'єднання або з'єднання напівмуфт.

Результати обробки осцилограм показали, що найбільші коливання розвиваються на порівняно малих відносних швидкостях ковзання напівмуфт.

Цікаво відзначити, що експерименти неодноразово підтверджували той факт, що інтенсивність коливань залежить від температури поверхонь, які труться. Наприклад, якщо ковзання з постійною відносною швидкістю починається в нерозігрітій муфті і триває деякий час, то настає

момент, коли коливання різко зростають і потім підтримуються на одному рівні.

Після експериментального підтвердження можливості розвитку сильних фрикційних автоколиваний у разі спрацьовування муфти, було проведено аналітичне дослідження перехідного процесу в конкретному приводі, обладнаного фрикційною дисковою обмежувальною муфтою постійної затяжки (рис. 1).

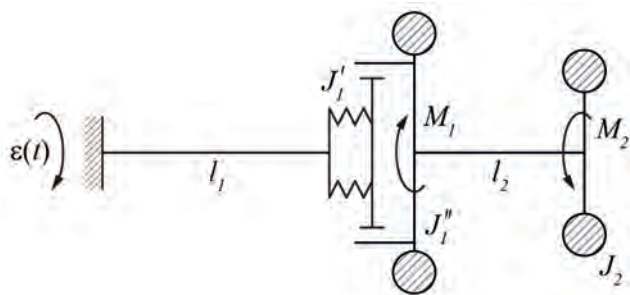


Рисунок 1 – Розрахункова схема системи привода, обладнаного фрикційною дисковою обмежувальною муфтою

До мас системи прикладені сили корисних опорів, моменти яких позначимо через M_1 та M_2 , і сили, які демпфують коливання. Перша маса через пружну ділянку валопровода і фрикційну дискову муфту з'єднана з обертотом закладенням (характеристика ділянки наведена на рисунку 2).

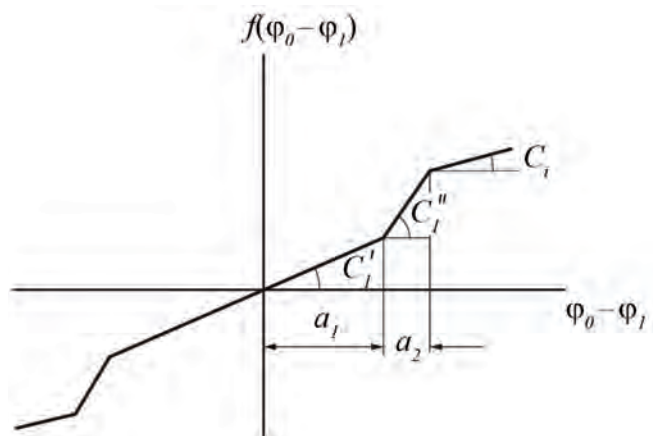


Рисунок 2 – Нелінійна характеристика пружної ділянки першої маси

Перша і друга маси пов'язані між собою лінійною пружною ділянкою валопровода. Під час спрацьовування муфти до її тягової частини і до першої маси прикладені нелінійні сили тертя.

Прийнято, що графік нелінійної залежності моменту цих сил від відносної швидкості ковзання напівмуфт має вигляд, показаний на рисунку 3 [1]. У ця залежність була апроксимована многочленом п'ятого ступеня.

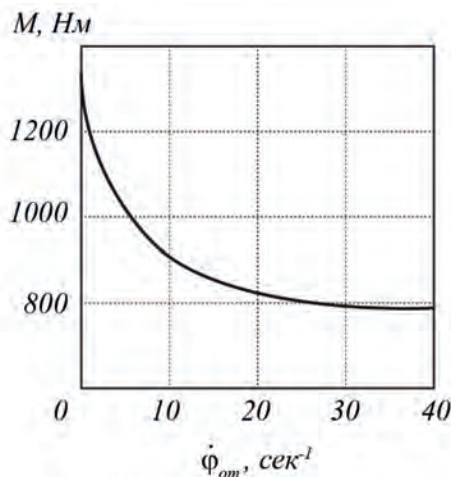


Рисунок 3 – Залежність моменту сил тертя від відносної швидкості ковзання напівмуфт

Перехідний процес у цій системі виникає за імпульсу прискорення місця закладення, який діє протягом малого проміжку часу T . При цьому кут повороту місця закладення на інтервалі перехідного процесу виражається як:

$$\varphi_0 = \begin{cases} \frac{\varepsilon t^2}{2} & \text{при } t \leq T; \\ \dot{\varphi}_0(T)(t-T) + \varphi_0(T) & \text{при } t > T. \end{cases} \quad (1)$$

Системи диференціальних рівнянь, які описують розглянутий перехідний процес, мають вигляд:

а) коли напівмуфти з'єднані:

$$\begin{cases} J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2(\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\alpha}) = M_2; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 - c_2(\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\alpha}) - f(\varphi_0 - \varphi_1) = -M_1; \end{cases} \quad (2)$$

б) під час ковзання напівмуфт

$$\begin{cases} J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2(\varphi_2 - \varphi_1'') + \beta_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\alpha}) = M_2; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1'' - c_2(\varphi_2 - \varphi_1'') + \beta_1(\dot{\varphi}_1' - \dot{\alpha}) = M(\dot{\varphi}_1' - \dot{\varphi}_1'') - M_1; \\ J_1' \ddot{\varphi}_1' - f(\varphi_0 - \varphi_1') = -M(\dot{\varphi}_1' - \dot{\varphi}_1''), \end{cases} \quad (3)$$

де φ_1 – кут повороту муфти, коли вона замкнута, і φ_2 – кут повороту веденої системи; φ_1' і φ_1'' – кути повороту тягової і веденої напівмуфт під час їх ковзання; J_1' і J_1'' – моменти інерції тягової і веденої на-

півмуфт; $J_1 = J_1' + J_1''$ і J_2 – момент інерції веденої системи.

Моменти демпфувальних сил замінені еквівалентним в'язким тертям і враховані в диференціальних рівняннях складовими вигляду $\beta_k(\dot{\varphi}_k - \dot{\alpha})$ де $\dot{\varphi}_k$ – кутова швидкість k -ої маси в істинному русі, $\dot{\alpha}$ – кутова швидкість при цьому ж перехідному процесі в системі з жорсткими валами, β_k – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя.

Перехід від системи (2) до системи (3) і зворотний перехід здійснювалися порівнянням пружних та інерційних моментів напівмуфт з граничним моментом, переданим муфтою. Наприклад, у чисельному інтегруванні диференціальних рівнянь (2) на кожному кроці величина $|J_1''\ddot{\varphi}_1 - c_2(\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\alpha})|$ порівнювалася з граничним моментом муфти M_0 . У тому випадку, коли на певному етапі вони стають рівними, а на наступному етапі, коли $|J_1''\ddot{\varphi}_1 - c_2(\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\alpha})| > M(0)$, відбувається перехід до системи (3). Те ж саме відбувається, якщо на черговому кроці відразу задовольняється ця нерівність.

Перехід від системи (3) до (2) здійснювався на основі такого ж порівняння, але лише в моменти, коли кутові швидкості тягової і веденої напівмуфт вирівнюються. Знак нерівності при цьому повинен бути зворотним.

Чисельне інтегрування систем диференціальних рівнянь, які описують перехідний процес, велося системою математичних розрахунків Maple. Якісні результати розрахунків, виконаних з варіюванням ε і T нелінійних функцій $f(\varphi_0 - \varphi_1')$ і $M(\dot{\varphi}_1' - \dot{\varphi}_1'')$, виражаються в такому: перехідні процеси, за яких відбувається ковзання напівмуфт, супроводжуються коливаннями на різних ділянках з частотами, які практично збігаються з власними частотами частин системи.

Одним із завдань дослідження був вибір оптимальної затяжки муфти, і розрахунки були виконані за різних величин цього параметра. Розрахунки проводились в автоматичному режимі в програмному забезпеченні Maple. Встановлено,

що за занадто великих зтяжок муфти, коли вона не спрацьовує або ковзання напівмуфт вельми короткочасне, в системі приводу виникають вільні коливання, які затухають а фрикційні автоколивання не виявляються. Якщо ж зтягування муфти порівняно мале і ковзання у перехідному процесі є тривалим у часі, то максимальні кути закручування сполучених валів залежать не тільки від граничного моменту муфти, а й від автоколивань, які виникають. У цьому випадку максимальні кути закручування досягаються не на першому, а на наступних періодах коливань внаслідок накладення на вільні коливання додаткових фрикційних автоколивань. Через особливості нелінійної характеристики тертя, зі збільшенням відносної швидкості ковзання, у міру зменшення крутизни кривої, фрикційні автоколивання зменшуються або можуть припинитися.

Однак у нашому перехідному процесі після припинення прискореного руху закладення починається процес з'єднання напівмуфт, за якого відносна швидкість ковзання їх знижується. Коли вона досягає значень, які відповідають крутій ділянці характеристики тертя, в системі знову починають розвиватися фрикційні автоколивання. При цьому в міру зменшення швидкості ковзання амплітуди автоколивань безперервно зростають і можуть досягти тих значень, які відповідають моменту початку перехідного процесу. Ці твердження наочно демонструються графіками, побудованими за даними розрахунку (рис. 4 та 5).

На рисунку 4 – кутовий коефіцієнт середньої лінії кривої на ділянці, яка зростає, характеризує прискорення ковзання, з яким напівмуфти роз'єднуються, а на спадній ділянці – з яким вони з'єднуються. Ці прискорення можуть бути наближено оцінені простим розрахунком без застосування ПК.

З графіків видно, що прискорення (особливо на спадній ділянці) істотно залежать від сили зтяжки муфти. Крім того, на початку роз'єднання і в кінці

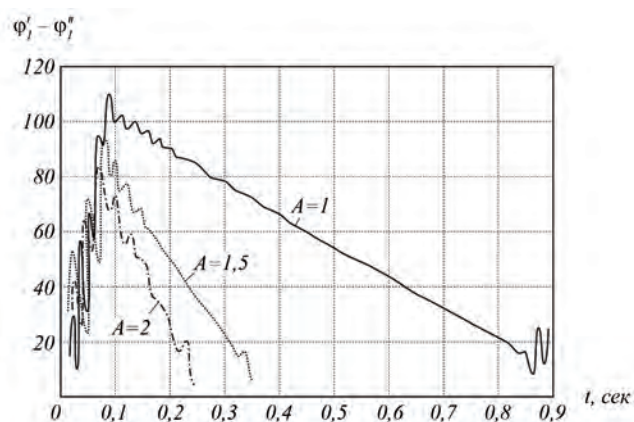


Рисунок 4 – Графіки залежності від часу відносної швидкості ковзання напівмуфт дискової муфти постійної зтяжки за різних силів зтяжки муфти

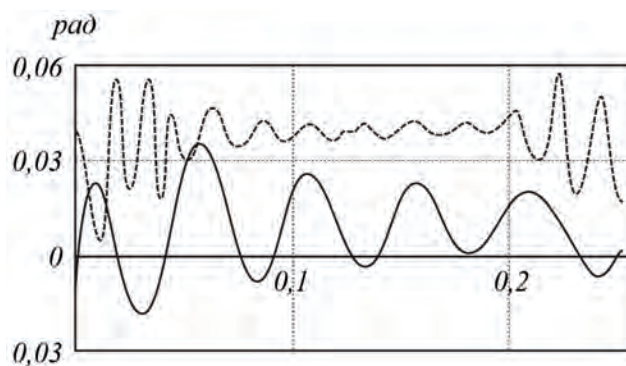


Рисунок 5 – Криві залежності кутів закручування пружних ділянок валопроводу від часу

з'єднання в системі розвиваються фрикційні автоколивання, причому в кінці з'єднання інтенсивність їх тим більша, чим менше прискорення. На пологій ділянці нелінійної характеристики тертя автоколивання, яке виникло раніше, згасає, а самозбудження або припиняється, або слабо проявляється. Це підтверджується і графіками, показаними на рис. 5 (суцільна лінія для нелінійної – першої ділянки, пунктирна лінія – для другої ділянки).

Криві на рисунку 5 отримані за максимальної сили зтяжки, яка характеризується на рисунку 4 коефіцієнтом $A = 2$. Під коефіцієнтом A мається на увазі умовна величина, яка показує, у скільки разів сила зтягування, яка приймається в розрахунках, відрізняється від вихідної сили,

прийнятої конструктором для статичних навантажень. Розрахунки різних варіантів показали, що величина прискорення під час роз'єднання напівмуфт впливає на інтенсивність автоколивання так само, як під час з'єднання. Очевидно, що підібрати силу затяжки муфти в тому випадку, коли міцність системи визначається фрикційними автоколиваннями, слід так, щоб прискорення ковзання під час роз'єднання і з'єднання напівмуфт були близькими. Графіки на рис. 5 побудовані саме для цього випадку.

Висновки. З викладених досліджень можна зробити такі висновки. На всіх режимах під час прослизання елементів обмежувальної фрикційної муфти в системі приводу самозбуджуються фрикційні автоколивання як під час роз'єднання, так і під час з'єднання напівмуфт. Інтенсивність автоколиваний може бути такою, що відповідні їм напруження визначатимуть динамічну міцність системи.

Рівень фрикційних автоколиваний істотно залежить від швидкості зміни середньої швидкості ковзання після роз'єднання напівмуфт або перед їх з'єднанням. Ця швидкість зі свого боку залежить від величини граничного моменту муфти, інерційного навантаження і моментів сил корисних опорів. Найбільші амплітуди автоколиваний досягаються на невеликих швидкостях ковзання з малою швидкістю їх зміни на крутій ділянці спадної нелінійної характеристики тертя в муфті.

Значний вплив на рівень фрикційних автоколиваний надає стан поверхонь, які труться, зокрема їх змащення і температура. Експерименти показали, що найбільші коливання відбуваються з досить прогрітою муфтою з легким змащенням поверхонь тертя.

Якщо фрикційні автоколивання грають істотну роль в оцінці динамічної міцності системи, оптимальним затягуванням муфти слід вважати таке, за якого амплітуди фрикційних автоколиваний на початку роз'єднання і в кінці з'єднання напівмуфт однакові.

Література

1. Ряховский О.А. Детали машин. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 544 с.
2. H. Larsson and K. Farhang. Vibrational Interaction of Two Rotors with Friction Coupling. *Advances in Acoustics and Vibration*. 2016. Vol. 75. p. 9-15.
3. Калінін Є.І., Шуляк М.Л., Мальцев В.П. Вплив нестационарності гакового навантаження на буксування рушіїв колісного трактора. Системи обробки інформації. 2017. №5. С. 27-30.
4. Лебедев А.Т., Калінін Є.І. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами. Системи обробки інформації. 2010. № 2. С. 109-115.
5. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливаний гусеничних тракторів. Зб. наук. праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2018. №. 22(36). С. 86-91.
6. Лебедев А.Т., Калінін Є.І. Теоретичне дослідження тягово-зчіпних властивостей тракторів, обладнаних здвоєними шинами, під час виконання ґрунтообробних робіт на агрофоні підвищеної вологості. Зб. наук. праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке. 2010. №. 14(28). С. 216-224.

Literature

1. Ryakhovsky O.A. Machine parts. - M.: Moscow State Technical University. N.E. Bauman, 2002. – 544 p.
2. H. Larsson and K. Farhang. Vibrational Interaction of Two Rotors with Friction Coupling. *Advances in Acoustics and Vibration*. 2016. Vol. 75. 9-15.
3. Kalinin E.I., Shuliak M.L., Maltsev V.P. Influence of non-stationary hook load on the wheel drive of the wheel tractor. *Information*

processing systems. 2017. 5. 27-30.

4. Lebedev A.T., Kalinin E.I. Dynamic model of soil-cultivating machine-tractor units with passive working bodies in the composition of the dual-tire power tool. Information processing systems. 2010. 2. 109-115.

5. Kalinin E.I. Frequency analysis of vibrations of tracked tractors. Zb. nauk. prats UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho. Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuвання novoi tekhniki i tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy. Doslidnytske. 2018. 22(36). 86-91.

6. Lebedev A.T., Kalinin E.I. Theoretically, the driving power of tractors possessing healthy tires, the hour of a weekend of working robots on agricultural landlines. Zb. nauk. prats UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho. Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuвання novoi tekhniki i tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy. Doslidnytske. 2010. 14(28). 216-224.

Literatura

1. Ryahovskij O.A. Detali mashin. – M.: MGTU im. N. E. Baumana, 2002. – 544 s.

2. H. Larsson and K. Farhang. Vibrational Interaction of Two Rotors with Friction

Coupling. Advances in Acoustics and Vibration. 2016. Vol. 75. p. 9-15.

3. Kalinin E.I., Shulyak M.L., Malcev V.P. Vplyv nestacionarnosti gakovogo navantazhennya na buksuvannya rushyiv kolisnogo traktora. Sistemi obrobki informaciyi. 2017. №5. S. 27-30.

4. Lebedyev A.T., Kalinin E.I. Dinamichna model gruntoobrobnihi mashinno-traktornih agregativ z pasivnimi robochimi organami u skladi energetichnogo zasobu zi zdvoynimi shinami. Sistemi obrobki informaciyi. 2010. № 2. S. 109-115.

5. Kalinin E.I. Chastotnij analiz kolivan gusenichnih traktoriv. Zb. nauk. prats UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho. Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuвання novoi tekhniki i tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy. Doslidnytske. 2018. №. 22(36). S. 86-91.

6. Lebedyev A.T., Kalinin E.I. Teoretichne doslidzhennya tyagovo-zchipnih vlastivostej traktoriv, obladnanih zdvoynimi shinami, pid chas vikonannya gruntoobrobnihih robit na agrofoni pidvishenoyi vologosti. Zb. nauk. prats UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho. Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuвання novoi tekhniki i tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy. Doslidnytske. 2010. №. 14(28). S. 216-224.

UDC 631.539.3

RESEARCH OF AUTOOSCILLATIONS IN MECHANICAL TRANSMISSION OF TRACTORS WITH FRICTION LIMIT COUPLES

Kalinin E., Ph. D,

e-mail: kalininhntusg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>;

Associate Professor, Kharkiv Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture,

Kozlov Yu.,

e-mail: urgenurgen@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3546-0010>

Kharkiv branch of SSO «L. Pogorilyy UkrNDIPVT»

Summary

Purpose of the study is a theoretical and experimental study of the self-oscillations that occur when the coupling halves slip and the degree of danger is established with recommendations for

reducing the maximum additional stresses caused by these oscillations.

Research methods. *In the study of self-oscillations in mechanical transmissions of tractors with friction limit clutches, an experimental research method was used to detect the effect of excitation of these self-oscillations under various conditions of operation of the clutch. Theoretical confirmation of the obtained data was carried out using analytical methods using differential equations of the transition process.*

The results of the study. *The studies were carried out with a centrifugal friction clutch of variable pressure, with a pair of friction “bronze-steel”. The leading coupling half was connected through a transmission with an electric motor, the driven coupling half was connected through a compliant shaft with a flywheel on which there was a belt brake. To measure the braking moment of the tape, the brakes were connected to the stationary struts using elastic springs, the deformation of which was measured during the study and is proportional to the braking moment.*

In the course of research, it was found that with relative sliding of the coupling halves in any mode and under any conditions in the system, significant frictional self-oscillations occur. The oscillation intensity under steady-state conditions depends on the average sliding speed of the coupling halves and on the state of the rubbing surfaces. So, when rubbing surfaces were lubricated only before the test, the vibrations were more intense than with a continuous supply of lubricant during the test. Fluctuations were weak even when the rubbing surfaces were not smeared. In transient conditions with a variable sliding speed, in addition to these factors, an important role is played by the magnitude of the acceleration in relative sliding when disconnecting or connecting the coupling halves.

After the experimental confirmation of the possibility of developing strong frictional self-oscillations during the operation of the clutch, an analytical study of the transient process in a specific drive equipped with a friction disc constraint clutch of constant tightening was carried out. Calculations of various options showed that the magnitude of the acceleration when disconnecting the coupling halves affects the intensity of self-oscillation in the same way as when connecting. It is obvious that to select the tightening force of the coupling in the case when the strength of the system is determined by frictional self-oscillations, it should be so that the slip accelerations when disconnecting and connecting the coupling halves are close.

Conclusions. *In all modes, when the elements of the restrictive friction clutch slip in the drive system, frictional self-oscillations self-excite both when disconnecting and when connecting the coupling halves. The intensity of self-oscillations can be such that the corresponding stresses determine the dynamic strength of the system. The level of frictional self-oscillations substantially depends on the rate of change of the average sliding speed after the coupling halves are disconnected or before they are connected. This speed, in turn, depends on the magnitude of the limiting moment of the coupling, the inertial load and the moments of the forces of useful resistances. The largest amplitudes of self-oscillations are achieved at low sliding speeds with a low rate of change in a steep section of the descending nonlinear friction characteristic in the coupling.*

Keywords: *mechanical transmission, friction limit clutch, self-oscillations, transient, dynamic strength.*

УДК 631.539.3

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ В МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ ТРАКТОРОВ ПРИ НАЛИЧИИ ФРИКЦИОННЫХ ОГРАНИЧИТЕЛЬНЫХ МУФТ

Калинин Е., д-р. техн. наук, доц.,
e-mail: kalininhtusg@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>,
Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства имени Петра Василенка,
Козлов Ю. Ю.,
e-mail: urgenurgen@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0002-3546-0010>
Харьковский филиал ГНУ «УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого»

Аннотация

Цель исследования – теоретическое и экспериментальное исследование автоколебаний, возникающих при проскальзывании полумуфт и установление степени их опасности с рекомендациями по снижению максимальных дополнительных напряжений, вызванных колебаниями.

Методы исследования. При исследовании автоколебаний в механических передачах тракторов с фрикционными ограничительными муфтами использовался экспериментальный метод исследований, предназначенный для обнаружения эффекта возбуждения автоколебаний в различных условиях эксплуатации муфты. Теоретическое подтверждение полученных данных проводился с помощью аналитических методов с использованием дифференциальных уравнений переходного процесса.

Результаты исследований. Исследования проводились с центробежной фрикционной муфтой переменного нажатия, с парой трения «бронза-сталь». Ведущая полумуфта соединялась через передачу с электродвигателем, ведомая полумуфта – через податливый вал с маховиком, на котором находился ленточный тормоз. Для измерения тормозящего момента ленты тормоза соединялись с неподвижными стойками с помощью упругих рессор, деформация которых измерялась в ходе исследований и пропорциональна тормозящему моменту.

В ходе исследований было установлено, что при относительном скольжении полумуфт на любом режиме и при любых состояниях в системе возникают существенные фрикционные автоколебания. Интенсивность колебаний при установившихся режимах зависит от средней скорости скольжения полумуфт и от состояния трущихся поверхностей. Так, когда трущиеся поверхности смазывали только перед испытанием, колебания были интенсивнее, чем при непрерывной подаче смазки во время испытаний. Колебания были слабые и тогда, когда трущиеся поверхности не смазывались. При переходных режимах с переменной скоростью скольжения, кроме данных факторов, существенную роль играет величина ускорения в относительном скольжении при разъединении или соединении полумуфт.

После экспериментального подтверждения возможности развития сильных фрикционных автоколебаний при срабатывании муфты, было проведено аналитическое исследование переходного процесса в конкретном приводе, оборудованном фрикционной дисковой ограничительной муфтой постоянной затяжки. Расчеты различных вариантов показали, что величина ускорения при разъединении полумуфт влияет на интенсивность автоколебания так же, как при соединении. Очевидно, что подобрать силу затяжки муфты в том случае, когда прочность системы определяется фрикционными автоколебаниями, следует так, чтобы ускорения скольжения при разъединении и соединении полумуфт были близки.

Выводы. На всех режимах при проскальзывании элементов ограничительной фрикционной муфты в системе привода самовозбуждаются фрикционные автоколебания как при разъединении, так и при соединении полумуфт. Интенсивность автоколебаний может быть такой, что соответствующие им напряжения определяют динамическую прочность системы. Уровень фрикционных автоколебаний существенно зависит от скорости изменения средней скорости скольжения после разъединения полумуфт или перед их соединением. Эта скорость в свою очередь зависит от величины предельного момента муфты, инерционной нагрузки и моментов сил полезных сопротивлений. Наибольшие амплитуды автоколебаний достигаются при небольших скоростях скольжения с малой скоростью их изменения на крутом участке ниспадающей нелинейной характеристики трения в муфте.

Ключевые слова: механическая передача, фрикционная ограничительная муфта, автоколебания, переходный процесс, динамическая прочность