

ВПЛИВ ПРУЖНОСТІ ВАЛІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З АКТИВНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ НА ЗУСИЛЛЯ В ЗУБЧАТИХ МУФТАХ

Калінін Є., докт. техн. наук, доц.,
e-mail: kalininhtusg@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>;
Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка,
Лебедєва І.,
e-mail: hfukrndipvt@gmail.com,
<https://orcid.org/0000-0002-1349-0702>,
Харківська філія «УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого»

Анотація

Мета дослідження – синтез аналітичного апарату визначення максимального зусилля в зубах муфт з урахуванням пружності сполучених з ними валів, дослідженням механізму взаємодії зубчатих коліс у разі деформації валів.

Методи дослідження. Методологічною основою роботи є узагальнення та аналіз відомих наукових результатів щодо динаміки зубчатих муфт та використання системного підходу. Для формування наукової проблеми, визначення мети і постановки задач дослідження використовувався аналітичний метод та порівняльний аналіз. У створенні емпіричних моделей використані основні положення теорії зубчатого зачеплення, методології системного аналізу та дослідження операцій.

Результати дослідження. Під час навантаження муфти в початковий період в контакті перебуває тільки одна пара зубів. Будемо називати її нульовою. Зі зростанням навантаження в роботу будуть включатися суміжні пари зубів і радіальне зусилля, пов'язане з кривошипним ефектом, буде згинати з'єднані вали в протилежні сторони. Якщо вважати, що вали є абсолютно жорсткими, то зміна зазорів між зубами буде викликана тільки деформацією самих зубів. Насправді вали – пружні тіла і їх загальна деформація від вигину радіальною силою призведе до перерозподілу зазорів і навантаження між зубами муфти. Під час повороту напівмуфт однієї відносно іншої на величину найменшого зазору зазори між зубами дорівнюватимуть певній величині. Подальша деформація валів припиниться, оскільки радіальна сила вже не буде змінюватися.

Визначено величини, які беруть участь у виразі для визначення цієї деформації. Заміняючи систему елементарних сил, розподілених за висотою, їхньою рівнодійною, прикладеною в полюсі зачеплення, одержано розрахункову схему контакту поблизу полюса пари евольвентних зубів зовнішнього зачеплення.

Висновки. Отримано залежності радіального зусилля, яке сприймається валами, і зусилля, переданого парою зачеплення в момент початку участі всіх зубів у зачепленні (наприклад, в момент пуску активного приводу робочих органів сільськогосподарських машин). Використання розробленого математичного апарату дає змогу враховувати пружність валів у конструкторських розрахунках перехідних процесів зубчатих муфт.

Ключові слова: зубчаста муфта, активний привід робочих органів, пружність валів, радіальне зусилля, перехідний процес

Постановка проблеми. Будемо розглядати зубчасті муфти, припускаючи, що вали, сполучені муфтою, співвісні. Цій умові відповідають, наприклад, зубчаті муфти коробок передач тракторів і сільськогосподарських машин з активними робочими органами. Для розрахунку таких муфт необхідно знайти максимальне зусилля в найбільш навантаженому зубі. Для цього вводять коефіцієнт, який враховує нерівномірний розподіл навантаження між зубами внаслідок помилок колових кроків, але вибір самого коефіцієнта не має чітких обґрунтувань.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Відомо, що велика кількість сільськогосподарської техніки, починаючи з тракторів і закінчуючи сільськогосподарськими машинами з активними робочими органами, під час виконання технологічної операції сприймає великі знакозмінні навантаження [1, 2], які призводять до виникнення коливань та інших дисипативних явищ в трансмісіях останніх, які суттєво змінюють їхню довговічність [3, 4].

Працездатність зубчатих муфт визначається зносом і навантаженістю їхніх зубів. Зносостійкість зубів вимагає розгляду сукупності проблем мащення, тертя зносу і тепловиділень у зоні контакту. Навантаженням на зубчатих муфтах присвячено значну кількість робіт [5 – 10]. Однак практично відсутні дослідження, спрямовані на підвищення цих елементів трансмісійних установок машин і обладнання сільськогосподарського виробництва для врахування жорсткості валів.

Мета і постановка задач дослідження.

Метою дослідження є синтез аналітичного апарату визначення максимального зусилля в зубах муфт з урахуванням пружності, сполучених ними валів. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- узагальнити і проаналізувати відомі наукові результати щодо динаміки зубчатих муфт;

- дослідити механізм взаємодії зубчатих коліс під час деформації валів.

Виклад основного матеріалу. Звернемо-

ся до питань точності нарізування циліндричних зубчатих коліс. Нехай Δt_{Σ} – накопичена похибка колового кроку і e – ексцентриситет основного кола. У монографії [1] дана залежність $\Delta t_{\Sigma} = e \sin \varphi$, де φ – кут, який визначає положення цього профілю зуба. Нехай e – допустиме значення ексцентриситету і δt_{Σ} – допуск на накопичену похибку колового кроку. Тоді отримуємо залежність $[e] = \frac{\delta t_{\Sigma}}{2}$.

Зазор між робочими профілями напівмуфт (рис. 1) можна визначити як $\Delta S' = e_1 \sin \varphi - e_2 \sin(\varphi - \alpha)$ де α – зсув по фазі синусоїд; e_1 – ексцентриситет основного кола колеса із зовнішніми зубами і e_2 – з внутрішніми.

На відрізку негативних значень $\Delta S'$ (рис. 1) частина робочих профілів перекривається, але гарантовані бічні зазори завжди перевищують Δt_{Σ} і зубчаті напівмуфти мають можливість повернутися одна відносно іншої на величину $\Delta S'_m = \max |\Delta S'|$. Тоді зазори між зубами дорівнюватимуть:

$$\Delta S = e_1 \sin \varphi - e_2 \sin(\varphi - \alpha) + \Delta S'_m. \quad (1)$$

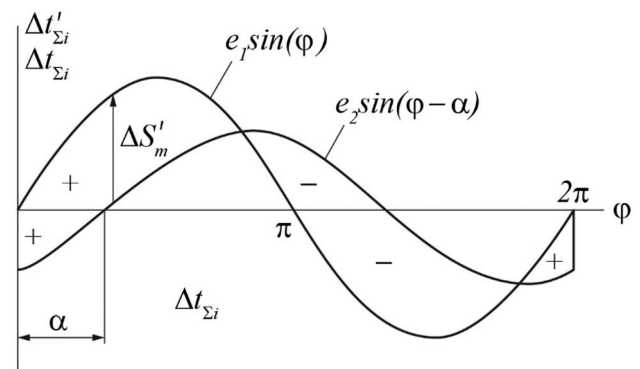


Рисунок 1 – Залежність накопиченої похибки колового кроку від кута профілю зуба

Після перетворень отримаємо:

$$\Delta S = \sqrt{e_1^2 - 2e_1 e_2 \cos \alpha + e_2^2} \sin \left(\varphi + \arctg \frac{e_2 \sin \alpha}{e_1 - e_2 \cos \alpha} \right) + \Delta S'_m, \quad (2)$$

$$\text{де } \Delta S'_m = \sqrt{e_1^2 - 2e_1 e_2 \cos \alpha + e_2^2}.$$

Вираз (2) можна представити у вигляді:

$$\Delta S = \sqrt{e_1^2 - 2e_1e_2 \cos \alpha + e_2^2} \times \left[\sin \left(\varphi + \arctg \frac{e_2 \sin \alpha}{e_1 - e_2 \cos \alpha} \right) + 1 \right]. \quad (3)$$

Найбільші зазори, як випливає з (3), будуть при $\alpha = \pi$:

$$\Delta S_m = (e_1 + e_2)(1 + \sin \varphi). \quad (4)$$

Оскільки e_1 і e_2 – випадкові величини, то будемо користуватися середнім значенням їх суми. Щільність розподілу e_1 і e_2 , як величин істотно позитивних, повинна підпорядковуватися закону Максвелла:

$$f(e) = \frac{1}{\sigma_0^2} e \exp \left(-\frac{e^2}{2\sigma_0^2} \right), \quad (5)$$

де σ_0 – середньоквадратичне відхилення колового гауссового розсіювання. Математичне очікування функції ΔS_m :

$$\overline{\Delta S_m} = [M(e_1) + M(e_2)](1 + \sin \varphi). \quad (6)$$

При полі допуску $[e] 3,5\sigma_0$, що дає можливість браку менше 1 %, маємо:

$$\sigma_0 = 0,28[e], \quad (7)$$

$$M(e) = 1,25\sigma_0. \quad (8)$$

З урахуванням (7) і (8), отримуємо:

$$\overline{\Delta S_m} = 0,7[e](1 + \sin \varphi). \quad (9)$$

Підставляючи (1) в (9), знаходимо:

$$\overline{\Delta S_m} = 0,35\delta_{\Sigma}(1 + \sin \gamma). \quad (10)$$

Перенесемо початок координат по осі φ в точку $\varphi_0 = 3\pi/2$. У новій системі координат отримуємо

$$\overline{\Delta S_m} = 0,35\delta_{\Sigma}(1 - \cos \gamma). \quad (11)$$

Під час навантаження муфти, як випливає з (11), у початковий період в контакті перебуває тільки одна пара зубів. Будемо називати її нульовою. Із зростанням навантаження в роботу будуть включатися суміжні пари зубів і радіальне зусилля, пов'язане з кривошипним ефектом, буде згинати з'єднані вали в протилежні боки (рис. 2).

Якщо вважати, що вали є абсолютно жорсткими, як це розглядається в [2], то

зміна зазорів між зубами буде викликана тільки деформацією самих зубів. Насправді вали – пружні тіла і їх загальна деформація від вигину радіальною силою призведе до перерозподілу зазорів і навантаження між зубами муфти.

Нехай δ_s – загальна деформація валів (рис. 2). Тоді початкові зазори між зубами за дугою ділильного кола зміняться на величину:

$$\delta_{\delta} = \frac{\delta_s}{\cos \alpha_{\delta}} \cos \gamma, \quad (12)$$

а зазори між зубами дорівнюватимуть

$$\delta' = 0,35\delta_{\Sigma}(1 - \cos \gamma) + \frac{\delta_s}{\cos \alpha_{\delta}} \cos \gamma. \quad (13)$$

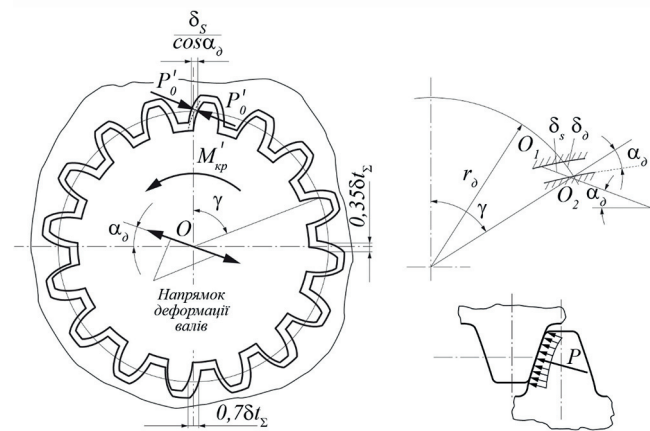


Рисунок 2 – Взаємодія зубів муфти під час деформації валів

Під час повороту напівмуфт однієї відносно іншої на величину найменшого

зазору $\frac{\delta_s}{\cos \alpha_{\delta}}$ зазори між зубами

дорівнюватимуть:

$$\delta = 0,35\delta_{\Sigma}(1 - \cos \gamma) + \frac{\delta_s}{\cos \alpha_{\delta}} \cos \gamma - \frac{\delta_s}{\cos \alpha_{\delta}} = \left(0,35\delta_{\Sigma} - \frac{\delta_s}{\cos \alpha_{\delta}} \right) (1 - \cos \gamma), \quad (14)$$

і за

$$\frac{\delta_s}{\cos \alpha_{\delta}} = 0,35\delta_{\Sigma} \quad (15)$$

дорівнюють нулю.

Подальша деформація валів припи-

ниться, оскільки радіальна сила вже не буде змінюватися. З огляду на деформацію зубів в (15), отримаємо:

$$\frac{\delta_s}{\cos \alpha_0} + \delta'_0 = 0,35 \delta'_{\Sigma}, \quad (16)$$

де δ'_0 – загальна деформація нульової пари до моменту, коли всі зуби беруть участь у зачепленні.

Визначимо величини, які беруть участь у виразі (16). Заміняючи систему елементарних сил, розподілених за висотою, їх рівнодійною, прикладеною в полюсі зачеплення (рис. 2, в), одержуємо розрахункову схему контакту поблизу полюса пари евольвентних зубів зовнішнього зачеплення. У цьому випадку, як відомо [3], деформація пари зубів

$$\delta = \frac{g_n}{c}, \quad (17)$$

де g_n – нормальне зусилля між зубами; c – їхня питома жорсткість.

Тоді

$$\delta'_0 = \frac{P'_0}{Bc}, \quad (18)$$

де P'_0 – зусилля, яке передається нульовою парою в момент початку участі всіх зубів у зачепленні; B – робоча ширина зубів.

Знайдемо δ_s . Нехай c_1 – приведена жорсткість валів. Користуючись рис. 3, б, можна записати:

$$\delta_s = c_1 R, \quad (19)$$

де R – радіальне зусилля, яке сприймається валами.

З рис. 3, а маємо:

$$R = \sum_{i=0}^z P_i \cos \gamma_0 i, \quad (20)$$

де γ_0 – кутовий крок; z – число зубів муфти.

Зусилля в i -ому зубі визначиться з виразу виду:

$$P_i = \frac{\delta_i}{\delta_0} P'_0. \quad (21)$$

Якщо δ'_0 – деформація нульової пари

в момент початку участі всіх зубів в зачепленні, то для i -ої пари отримаємо

$$\delta_i = \delta'_0 - \frac{\delta'_0}{2} (1 - \cos i \gamma_0) = \frac{\delta'_0}{2} (1 + \cos i \gamma_0). \quad (22)$$

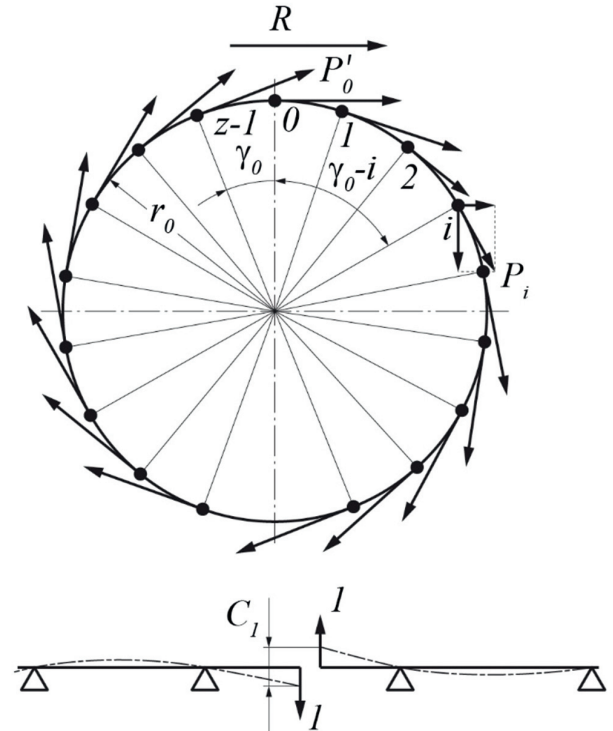


Рисунок 3 – Формування закручування валів внаслідок їхньої пружності

Підставляючи (21) і (22) в (20), знаходимо:

$$R = \frac{P'_0}{2} \sum_{i=0}^{z-1} (\cos i \gamma_0 + \cos^2 i \gamma_0). \quad (23)$$

Після розкриття суми отримаємо (якщо $z > 2$):

$$R = \frac{P'_0 z}{4}. \quad (24)$$

Тоді

$$\delta_s = \frac{P'_0 z c_1}{4}. \quad (25)$$

Підставляємо (18) і (25) в (16). Отримаємо:

$$\frac{P'_0 c_1 z}{4 \cos \alpha_0} + \frac{P'_0}{Bc} = 0,35 \delta'_{\Sigma}, \quad (26)$$

звідки

$$P'_0 = \frac{1,4 \cos \alpha_\delta Bc \delta t_\Sigma}{Bcc_1 z + 4 \cos \alpha_\delta}. \quad (27)$$

Крутний момент, необхідний для повного вибору зазорів, складе:

$$M'_{кр} = \sum_{i=0}^{z-1} P_i r_0 = \frac{P'_0 r_0}{2} \sum_{i=0}^{z-1} (1 + \cos \gamma_0 i) = \frac{P'_0 r_0 z}{2}, \quad (28)$$

де r_0 – радіус основного кола.

Залежності (24) і (27) справедливі, якщо $M'_{кр} \leq M_{кр}^m$, де $M_{кр}^m$ – максимальний

тривало діючий момент, який передається зубчатою муфтою. У цьому випадку зусилля, яке передається нульовою парою, дорівнює:

$$P_0 = P'_0 + \frac{M_{кр}^m - M'_{кр}}{r_0 z}. \quad (29)$$

Для порівняння визначимо величини P_0 і R , якщо вали абсолютно жорсткі. Нехай n – число пар зубів, які працюють ліворуч або праворуч від найбільш навантаженої пари. Тоді зусилля, яке передається усіма задіяними зубами, дорівнюватиме:

$$\sum P_i = Bc(\delta_0 + 2\delta_1 + 2\delta_2 + \dots + \delta_i + \dots + \delta_n), \quad (30)$$

де $\delta_i = \delta_0 - 0,35\delta t_\Sigma(1 - \cos \gamma_0 i)$.

Після перетворень отримаємо:

$$\sum P_i = Bc \left\{ 2 \left[(n+1)(\delta_0 - 0,35\delta t_\Sigma) - 0,35\delta t_\Sigma \sum_{i=0}^n \cos \gamma_0 i \right] - \delta_0 \right\}. \quad (31)$$

Разом з тим,

$$\sum P_i = \frac{M_{кр}^m}{r_0}. \quad (32)$$

Прирівнюючи праві частини (31) і (32), знаходимо:

$$1 + \frac{M_{кр}^m}{0,35\delta t_\Sigma r_0 Bc} = 2 \cos \frac{n\gamma_0}{2} \sin \frac{n+1}{2} \gamma_0 \operatorname{cosec} \frac{\gamma_0}{2} - (2n+1) \cos n\gamma_0. \quad (33)$$

Формула (33) справедлива, якщо $n\gamma_0 \leq \pi$. Знаючи n , отримаємо:

$$P_0 = 0,35\delta t_\Sigma Bc(1 - \cos n\gamma_0). \quad (34)$$

Радіальна сила визначиться із залежності:

$$R = 2 \sum_{i=0}^n P_i \cos \gamma_0 i - P_0. \quad (35)$$

Якщо $n\gamma_0 > \pi$, то остаточно отримаємо:

$$P_0 = \frac{M_{кр}^m}{r_0 z} + 0,35\delta t_\Sigma Bc. \quad (36)$$

Висновки. Дослідженнями отримано залежності радіального зусилля, яке сприймається валами, і зусилля, передане парю зачеплення в момент початку участі всіх зубів у зачепленні (наприклад, в момент пуску активного привода робочих органів сільськогосподарських машин). Використання розробленого математичного апарату враховує пружність валів у конструкторських розрахунках перехідних процесів зубчастих муфт.

Література

1. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України Збірник наукових праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. 2018. №. 22(36). С. 86-91.
2. Лебедев А.Т., Калінін Є.І. Теоретичне дослідження тягово-зчіпних властивостей тракторів, обладнаних здвоєними шинами, під час виконання ґрунтообробних робіт на агрофоні підвищеної вологості. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. 2010. №. 14(28). С. 216-224.
3. Іванов В.І., Калінін Є.І. Підвищення надійності системи методом селекції її елементів. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. 2015. Вип. 163. С. 142-146.
4. Калінін Є.І., Шуляк М.Л., Мальцев В.П. Вплив нестационарності гакового навантаження на буксування рушіїв коліс-

ного трактора. Системи обробки інформації. 2017. №5. С. 27-30

5. Айрапетов Э.Л., Косарев О.И. Зубчатые муфты – М.: Наука, 1982. – 128 с.

6. Верховский А.Н., Андронов В.П. Определение напряжений в опасных сечениях деталей сложной формы. – М.: Машгиз, 1958 – 147 с.

7. Попов А.П., Алексеенко В.В. Экспериментальное исследование зубчатых соединений с криволинейными образующими зубьев в статических условиях. Труды Национального университета кораблестроения. 1973. Вып. 67. С. 3-9.

8. Попов А.П. Исследование законов распределения зазоров между зубьями зубчатых муфт с различными формами образующих боковых поверхностей зубьев. Смазка и трение в судовых машинах: Сборник трудов Национального университета кораблестроения. 1992. Вып. 59. С. 30-46.

9. Cruz M., Theodossiades S., Rahnejat H. An investigation of manual transmission drive rattle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2010. №224(2). S 167–181.

10. Theodossiades S., Tangasawi O., Rahnejat H. Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. Journal of Sound and Vibration. 2007. №303(3–5). S 632–658.

Literature

1. Kalinin E.I. Frequency analysis of vibrations of tracked tractors. Technical and technological aspects of development and testing of new equipment and technologies for Ukrainian agriculture. 2018. 22(36). 86-91.

2. Lebedev A.T., Kalinin E.I. Theoretical study of traction and coupling properties of tractors equipped with twin tires during the tillage on a high humidity agrophone. Technical and technological aspects of development and testing of new equipment and technologies for Ukrainian agriculture. 2010. 14(28). 216-224.

3. Ivanov V.I., Kalinin E.I. Improving the

reliability of the system by the method of selection of its elements. Problems of reliability of machines and means of mechanization of agricultural production: Bulletin of Petro Vasylenko KhNTUSG. 2015. Vol. 163. 142-146.

4. 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

5. Ayrapetov E.L., Kosarev O.I. Gear couplings – М.: Nauka, 1982. – 128 s.

6. Verkhovsky A.N., Andronov V.P. Determination of stresses in hazardous sections of parts of complex shape. – М.: Mashgiz, 1958 – 147s.

7. Popov A.P., Alekseenko V.V. An experimental study of gear joints with curved tooth components under static conditions. Proceedings of the National University of Shipbuilding. 1973. 67. 3-9.

8. Popov A.P. Study of the laws of the distribution of gaps between the teeth of gear couplings with various forms of forming the lateral surfaces of the teeth. Lubrication and friction in ship engines: Proceedings of the National University of Shipbuilding. 1992. 59. 30-46.

9. Cruz M., Theodossiades S., Rahnejat H. An investigation of manual transmission drive rattle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2010. №224(2). S 167–181.

10. Theodossiades S., Tangasawi O., Rahnejat H. Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. Journal of Sound and Vibration. 2007. №303(3–5). S 632–658.

Literatura

1. Kalinin E.I. Chastotnij analiz kolivan gusenichnih traktoriv. Tehniko-tehnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannya novoyi tehniki i tehnologij dlya silskogo gospodarstva Ukrayini. 2018. 22(36). S. 86-91.

2. Lebedyev A.T., Kalinin E.I. Teoretichne doslidzhennya tyagovo-zchipnih vlastivostej traktoriv, obladnanih zdvojenimi shinami, pid chas vikonannya gruntoobrob-

nih robit na agrofoni pidvishenoyi vologosti. Tehniko-tehnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannya novoyi tehniki i tehnologij dlya silskogo gospodarstva Ukrayini. 2010. 14(28). S. 216-224.

3. Ivanov V.I., Kalinin E.I. Pidvishennya nadijnosti sistemi metodom selekciyi yiyi elementiv. Problemi nadijnosti mashin ta zasobiv mehanizaciyi silskogospodarskogo virobniictva: Visnik HNTUSG imeni Petra Vasilenka. 2015. Vip. 163. S. 142-146.

4. Kalinin E.I., Shulyak M.L., Malcev V.P. Vpliv nestacionarnosti gakovogo navantazhennya na buksuvannya rushiyiv kolisnogo traktora. Sistemi obrobki informaciyi. 2017. 5. S. 27-30

5. Ajrapetov E.L., Kosarev O.I. Zubchatye mufty – M.: Nauka, 1982. – 128 s.

6. Verhovskij A.N., Andronov V.P. Opre-delenie napryazhenij v opasnyh secheniyah detalej slozhnoj formy. – M.: Mashgiz, 1958 – 147 s.

7. Popov A.P., Alekseenko V.V. Eksperimentalnoe issledovanie zubchatyh soedinenij s krivolinejnymi obrazuyushimi zubev v staticheskikh usloviyah. Trudy Nacionalnogo universiteta korablestroeniya. 1973. Vip. 67. S. 3-9.

8. Popov A.P. Issledovanie zakonov raspredeleniya zazorov mezhdzu zubyami zubchatyh muft s razlichnymi formami obrazuyushih bokovyh poverhnostej zubev. Smazka i trenie v sudovyh mashinah: Sbornik trudov Nacionalnogo universiteta korablestroeniya. 1992. Vip. 59. S. 30-46.

9. Cruz M., Theodossiades S., Rahnejat H. An investigation of manual transmission drive rattle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2010. №224(2). S 167–181.

10. Theodossiades S., Tangasawi O., Rahnejat H. Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle. Journal of Sound and Vibration. 2007. №303(3–5). S 632–658.

UDC 621.826.56

THE EFFECT OF THE ELASTIC TENSION OF AGRICULTURAL MACHINES WITH ACTIVE WORKING BODIES ON THE STRENGTH IN THE GEAR COUPLINGS

Kalinin E., Ph. D, Associate Professor,

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

Kharkiv Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture,

Lebedeva I.,

e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1349-0702>

Kharkiv branch of SSO «L. Pogorilyy UkrNDIPVT»

Summary

Purpose of the study. The aim of the study is the synthesis of an analytical apparatus for determining the maximum force in the teeth of toothed couplings, taking into account the elasticity of the shafts, which they connect by studying the mechanism of interaction of toothed wheels during shaft deformation.

Research methods. The methodological basis of the work is the generalization and analysis of known scientific results on the dynamics of toothed couplings and the use of a systematic approach. An analytical method and a comparative analysis were used to formulate a scientific problem, determine a goal, and formulate research objectives. When creating empirical models, the main provisions of the

theory of gearing, the methodology of system analysis and the study of operations are used.

The results of the study. *When the coupling is loaded in the initial period, only one pair of teeth is in contact. We will call it zero. As the load increases, adjacent tooth pairs will be included in the work, and the radial force associated with the crank effect will bend the connected shafts in opposite directions. If we assume that the shafts are absolutely rigid, then the change in the gaps between the teeth will be caused only by the deformation of the teeth themselves. In fact, shafts are elastic bodies and their general deformation from bending by radial force will lead to the redistribution of gaps and loads between the teeth of the coupling. When you rotate the coupling half relative to the other by the size of the smallest gap, the gaps between the teeth are equal to a certain value. Further deformation of the shafts will stop, since the radial force will no longer change.*

The quantities involved in the expression for determining this strain are determined. By replacing the system of elementary forces distributed over the height, their resultant, which is applied in the gearing pole, a design contact pattern is obtained near the pole of the pair of involute teeth of the external gearing.

Conclusions. *The dependences of the radial force perceived by the shafts and the force transmitted by the engagement pair at the moment of the start of the participation of all the teeth in the engagement (for example, at the time of starting the active drive of the working bodies of agricultural machines) are obtained. Using the developed mathematical apparatus allows us to take into account the elasticity of the shafts during the design calculations of transient processes of gear couplings.*

Keywords: *gear coupling, active drive of working bodies, shaft elasticity, radial force, transient.*

УДК 621.826.56

ВЛИЯНИЕ УПРУГОСТИ ВАЛОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН С АКТИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ НА УСИЛИЯ В ЗУБЧАТЫХ МУФТАХ

Калинин Е., докт. техн. наук, доц.,

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

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенка,

Лебедева И.,

e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1349-0702>

Харьковский филиал ГНУ «УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого»

Аннотация

Цель исследования. *Целью исследования является синтез аналитического аппарата определения максимального усилия в зубах зубчатых муфт с учетом упругости валов, которые ими соединяются, путем исследования механизма взаимодействия зубчатых колес при деформации валов.*

Методы исследования. *Методологической основой работы является обобщение и анализ известных научных результатов по динамике зубчатых муфт и использование системного подхода. Для формирования научной проблемы, определения цели и постановки задач исследования*

использовался аналитический метод и сравнительный анализ. При создании эмпирических моделей использованы основные положения теории зубчатого зацепления, методологии системного анализа и исследования операций.

Результаты исследований. При нагрузке муфты в начальный период в контакте находится только одна пара зубов. Будем называть ее нулевой. С ростом нагрузки в работу будут включаться смежные пары зубов и радиальное усилие, связанное с кривошипным эффектом, будет сгибать соединенные валы в противоположные стороны. Если считать, что валы являются абсолютно жесткими, то изменение зазоров между зубами будет вызвано только деформацией самих зубов. На самом деле валы – упругие тела и их общая деформация от изгиба радиальной силой приведет к перераспределению зазоров и нагрузки между зубьями муфты. При повороте полумуфт одной относительно другой на величину наименьшего зазора зазоры между зубами равны определенной величине. Дальнейшая деформация валов прекратится, поскольку радиальная сила уже не будет меняться.

Определены величины, участвующих в выражении для определения данной деформации. Заменой системы элементарных сил, распределенных по высоте, их равнодействующей, которая приложена в полюсе зацепления, получено расчетную схему контакта вблизи полюса пары эвольвентных зубьев внешнего зацепления.

Выводы. Получены зависимости радиального усилия, воспринимаемого валами и усилия, передаваемого парой зацепления в момент начала участия всех зубьев в зацеплении (например, в момент пуска активного привода рабочих органов сельскохозяйственных машин). Использование разработанного математического аппарата позволяет учитывать упругость валов при конструкторских расчетах переходных процессов зубчатых муфт.

Ключевые слова: зубчатая муфта, активный привод рабочих органов, упругость валов, радиальное усилие, переходный процесс