

ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Козлов Ю.,

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

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

Калінін Є., канд. техн. наук, доцент,

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

Петров Р., e-mail: princemouse2@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-0745-3200>

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

Анотація

Мета дослідження. Оцінка динамічного навантаження шліцьових з'єднань зубчастих передач за наявності змінної системи сил на постійній швидкості обертання вала двигуна з урахуванням контактної жорсткості шліцьового з'єднання та дисипативних сил.

Методи дослідження. Аналітичне визначення крутильних коливань одноступеневої зубчастої передачі з приєднаними масами вивченням її динамічних та коливальних характеристик.

Результати дослідження. Похибка нефланкованої зубчастої передачі визначається постійною помилкою основного кроку колеса. Ця похибка представлена у зручному для вирішення диференціальних рівнянь вигляді, розкладанням її в ряд Фур'є і переходом від лінійних величин до кутових.

Для складання системи диференціальних рівнянь зроблені такі припущення: тіла зубчастих коліс абсолютно жорсткі; контактні деформації стиснення в шліцьовому з'єднанні пропорційні навантаженню; дисипативні сили в деталях передачі і зубчастих парах незначні порівняно з дисипативними силами в шліцьовому з'єднанні, шпонках тощо.

Визначаючи масово-геометричні показники, необхідно враховувати згинальні коливання зубчастої передачі від пружної деформації валів, підшипників і корпусу машини. Малі крутильні коливання, які залежать від різниці основних кроків зубчастих коліс, відбуваються з деякою максимальною частотою, величина якої залежить від частоти обертання вала двигуна.

Враховуючи наведені особливості розрахунку, визначено деформації і навантаження в шліцьових з'єднаннях передач зубчастими колесами. Кут їх повороту за малих коливань представлено сумою кутів повороту через деформації вала та кута повороту внаслідок деформації шліцьового з'єднання.

Висновки. Вирішивши систему диференціальних рівнянь, отриману в роботі, можна визначити динамічні навантаження в шліцьових з'єднаннях і валах зубчастої передачі з урахуванням дисипативних сил та контактної жорсткості шліцьового з'єднання.

Ключові слова: шліцьове з'єднання, динамічне навантаження, крутильні коливання, дисипація енергії

Постановка проблеми. Виконання тракторами транспортно-технологічної операції у складі агрегатів змінної маси призводить до формування стохастичної системи сил, вплив якої на агрегат викликає коливальний рух останнього [1, 2]. Таке коливання призводить до перевантаження елементів трансмісійної установки

трактора, збільшення віброприскорень на елементи агрегата і до втомних руйнувань складальних одиниць. Наявність шліцьових з'єднань є суттєвим фактором для зменшення ресурсу елементів трансмісії під час її динамічного навантаження [3, 4].

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Найбільші динамічні навантаження тран-

смислі виникають у несприятливих, але цілком реальних умовах експлуатації таких як зрушення з місця різким вмиканням або киданням зчеплення, виїзд застряглого колісного засобу методом розкачування тощо. Як показали експерименти і розрахунки, навантаження трансмісії під час кидання зчеплення можна приймати за максимальні в реальних умовах експлуатації. Тому такий режим використовується для оцінювання міцності деталей трансмісії [5]. Автори робіт [6 – 8] вважають, що максимальні моменти в трансмісії виникають за відсутності буксування тягових коліс. Згідно з [9] за схематизації трансмісії представляються у вигляді колісальних систем з дискретними параметрами. У системах, приведених до дискретного вигляду, всі деталі замінюються елементами, кожному з яких притаманна тільки одна властивість: інерційність, пружність або дисипативність. При цьому вважається, що інші властивості не впливають на результати розрахунку.

Мета і постановка задач дослідження. Метою дослідження є оцінка динамічного навантаження шліцьових з'єднань зубчастих передач за наявності змінної системи сил на постійній швидкості обертання вала двигуна з урахуванням контактної жорсткості шліцьового з'єднання та дисипативних сил.

Задачі дослідження передбачають розробку принципів розрахунку шліцьових з'єднань трансмісії з урахуванням змінних навантажень на їхні елементи.

Виклад основного матеріалу. Відомо, що крутильні коливання одноступінчастої зубчастої передачі з приєднаними масами (рис. 1) описуються системою рівнянь [8]:

$$\begin{cases} I_D \ddot{\varphi}_D + c_1(\varphi_D - \varphi_{z1}) = k \dot{\varphi}_D \\ I_1 \ddot{\varphi}_{z1} - \frac{1}{2} I_{12} \ddot{\varphi}_{z2} + c_{np} \left(\varphi_{z1} - \frac{R_2}{R_1} \varphi_{z2} \right) - c_1(\varphi_D - \varphi_{z1}) = 0 \\ I_2 \ddot{\varphi}_{z2} - \frac{1}{2} I_{12} \ddot{\varphi}_{z1} + c_2(\varphi_{z2} - \varphi_P) - c_{np} \left(\varphi_{z1} - \frac{R_2}{R_1} \varphi_{z2} \right) = 0 \\ I_P \ddot{\varphi}_P - c_2(\varphi_{z2} - \varphi_P) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

де I_D , φ_D – момент інерції і кут повороту ротора двигуна;

I_P , φ_P – момент інерції і кут повороту

робочого органу машини;

I_1 , I_2 – моменти інерції зубчастих коліс в абсолютному русі;

I_{12} – момент інерції зубчастої пари в переносному русі;

c_{np} – приведена жорсткість зачеплення.

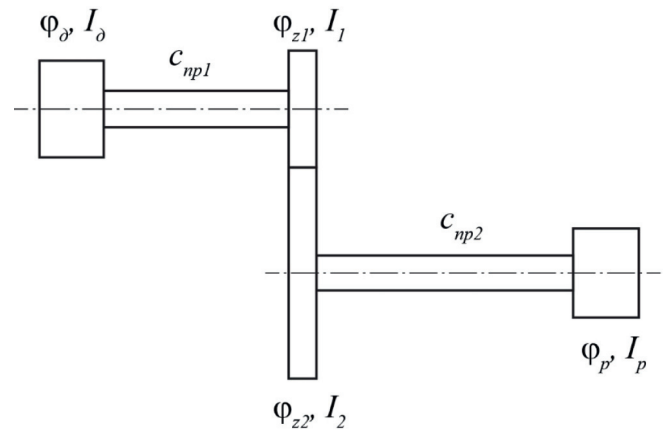


Рисунок 1 – Розрахункова схема прямобічного шліцьового з'єднання зубчастих коліс

Визначаючи I_1 , I_2 , I_{12} та c_{np} необхідно враховувати згинальні коливання зубчастої передачі від пружної деформації валів, підшипників і корпусу машини [8]. Малі крутильні коливання, які залежать від різниці основних кроків зубчастих коліс, відбуваються з максимальною частотою,

$f_z = \frac{zn}{60}$, (z – число зубів зубчастого колеса; n – число обертів зубчастого колеса за хвилину).

Похибка нефланкованої зубчастої передачі визначається постійною помилкою основного кроку колеса [9]. Представимо цю похибку у зручному для вирішення диференціальних рівнянь вигляді, розклавши її в ряд Фур'є і перейшовши від лінійних величин до кутових:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_0 &= \frac{\Delta F}{r_{01}} = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos k\varphi + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin k\varphi; \\ a_0 &= \frac{z_1}{\pi} \cdot \frac{A_0}{r_{01}} \cdot \frac{\varphi_{kp}^3}{3} - \frac{z_1}{\pi} \cdot \frac{\Delta t}{r_{01}} \cdot \varphi_{kp} + \\ &+ 2 \frac{\Delta t}{r_{01}} - \frac{2\pi\Delta t}{t_{02}} + \frac{z_1}{\pi} \cdot \frac{\Delta t}{r_{02}} \cdot \frac{\varphi_{kp}^2}{2}; \\ a_k &= \cos kz_1 \varphi_{kp} \left[\frac{1}{\pi} \cdot \frac{A_0}{r_{01}} \cdot \frac{2\varphi_{kp}}{k^2 z_1} + \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\Delta t}{r_{02}} \cdot \frac{\varphi_{kp}}{k} \right] + \\ &+ \sin kz_1 \varphi_{kp} \times \left[\frac{z_1}{\pi} \cdot \frac{A_0}{r_{01}} \cdot \frac{\varphi_{kp}^2}{2} - \frac{1}{\pi} \cdot \frac{A_0}{r_{01}} \cdot \frac{2}{k^3 z_1^2} - \right. \\ &\left. - \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\Delta t}{r_{01}} \cdot \frac{1}{k} + \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\Delta t}{t_{02}} \cdot \frac{\varphi_{kp}}{k} \right] - \frac{M}{\pi a_{02} k^2 z_1} \end{aligned} \quad (2)$$

$$b_k = \sin kz_1 \varphi_{kp} \left[\frac{1}{\pi} \cdot \frac{A_0}{r_{01}} \cdot \frac{2\varphi_{kp}}{k^2 z_1} + \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\Delta t}{r_{02}} \cdot \frac{1}{k^2 z_1} \right] -$$

$$- \cos kz_1 \varphi_{kp} \times \left[\frac{z_1}{\pi} \cdot \frac{A_0}{r_{01}} \cdot \frac{\varphi_{kp}^2}{k} - \frac{1}{\pi} \cdot \frac{A_0}{r_{01}} \cdot \frac{2}{k^3 z_1^2} - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\Delta t}{r_{01}} \cdot \frac{1}{k} + \frac{\Delta t}{\pi t_{02}} \cdot \frac{\varphi_{kp}}{k} \right] - \cos 2k\pi$$

$$\times \left[\frac{1}{\pi} \cdot \frac{\Delta t}{r_{01}} \cdot \frac{1}{k} - \frac{2}{kz_1} \cdot \frac{\Delta t}{t_{02}} \right] - \frac{1}{\pi} \cdot \frac{2}{k^3 z_1^2} \cdot \frac{A_0}{r_{01}}$$

де ΔF – надлишкове лінійне переміщення веденого колеса до основного кола за рівномірного обертання тягового колеса;

r_{01} – радіус основного кола тягового колеса;

Δt – найбільша вірогідна різниця між найбільшим основним кроком одного колеса і найменшим іншого;

t_{02} – дійсний основний крок веденого колеса;

φ_{kp} – абсолютна величина кута повороту тягового колеса на ділянці крайково-го зачеплення:

$$[\varphi_{kp}] = -\frac{r_{01}\Delta t}{2A_0 t_{02}} + \sqrt{\left(\frac{r_{01}\Delta t}{2A_0 t_{02}}\right)^2 + \frac{\Delta t}{A_0}}, \quad (3)$$

де

$$A_0 = \frac{\rho_{e2}}{2\rho_{i1}} \cdot \frac{A \sin \alpha}{r_{02}^2} \cdot r_{01}^2 \text{ нпу } t_{02} > t_{01};$$

$$A_0 = \frac{\rho_{e1}}{2\rho_{i2}} \cdot A \sin \alpha \text{ нпу } t_{02} > t_{01}.$$

Визначимо деформації і навантаження в шліцьових з'єднаннях передач зубчастими колесами. Кут повороту останніх за малих коливань представимо і залежністю:

$$\varphi = \varphi_{\epsilon} + \varphi_{\omega}, \quad (4)$$

де φ_{ϵ} – кут повороту внаслідок деформації вала, $\varphi_{\epsilon} = \frac{Ml}{GI_p}$,

φ_{ω} – кут повороту внаслідок деформації шліцьового з'єднання, $\varphi_{\omega} = \frac{Mk_{\omega}}{\psi Fr_{cp}^2}$

Тоді:

$$\varphi = \frac{Ml}{GI_p} + \frac{Mk_{\omega}}{\psi Fr_{cp}^2} = M \left(\frac{l}{GI_p} + \frac{k_{\omega}}{\psi Fr_{cp}^2} \right) = \frac{M}{c_{\epsilon, np}};$$

$$\frac{1}{c_{\epsilon, np}} = \frac{l}{GI_p} + \frac{k_{\omega}}{\psi Fr_{cp}^2} = \frac{1}{c_{\epsilon}} + \frac{1}{c_{\omega}}; \quad (5)$$

$$c_{\epsilon, np} = \frac{c_{\epsilon} c_{\omega}}{c_{\epsilon} + c_{\omega}},$$

де c_{ω} – контактна жорсткість шліцьового з'єднання, під якою розуміємо навантаження (момент), прикладений до з'єднання, щоб повернути зубчасте коло (внаслідок деформації цього з'єднання) на 1 рад;

φ – коефіцієнт, який враховує ступінь участі робочих граней шліців у передачі моменту;

F – сумарна площа робочих граней шліців;

r_{cp} – радіус середньої окружності шліців;

k_{ω} – коефіцієнт контактної податливості зубчастого (шліцьового) з'єднання [10], $k_{\omega} = (3 \div 4) \cdot 10^{-3} \text{ см}^3/\text{Н}$;

$c_{\epsilon, np}$ – приведена жорсткість валу під час кручення. Тут не враховані деформації шліців на вигин і зсув, оскільки за співвідношення розмірів, прийнятих у стандартизованих прямобічних шліцьових з'єднаннях, вони незначні порівняно з контактними.

Складаючи системи рівнянь (1) не врахували дисипативні сили, які з'являються під час коливань і викликають розсіювання енергії. Розсіювання енергії під час коливання розглянутої передачі має місце в зубчастій парі, у валах, підшипниках, шліцах, шпонках тощо. Як показали дослідження [8, 10, 11], втрати в деталях, підшипниках кочення і зубчастих колесах незначні, їх можна не враховувати. Основне значення мають втрати в шліцьових і шпонкових з'єднаннях (для цієї схеми). На підставі теоретичних та експериментальних досліджень [10] у роботі [11] надані рекомендації щодо визначення величини розсіювання енергії і величини коефіцієнта втрат, який враховує сумарне розсіювання енергії в усіх елементах передачі.

Отже, на постійній швидкості обертання двигуна з урахуванням контактної жорсткості шліцевого з'єднання і дисипативних сил, коливання одноступінчастої зубчастої передачі будуть описуватися системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} I_D \ddot{\varphi}_D + r_1(\dot{\varphi}_D - \dot{\varphi}_{z1}) + c_{e,np.1}(\varphi_D - \varphi_{z1}) &= 0; \\ I_1 \ddot{\varphi}_{z1} - \frac{1}{2} I_{1,2} \ddot{\varphi}_{z2} - r_1(\dot{\varphi}_D - \dot{\varphi}_{z1}) - c_{np}(\varphi_{z1} - i\varphi_{z2}) - \\ - c_{e,np.1}(\varphi_D - \varphi_{z1}) &= c_{c,np} \Delta \varphi_0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_{z2} - \frac{1}{2} I_{1,2} \ddot{\varphi}_{z1} + r_2(\dot{\varphi}_{z2} - \dot{\varphi}_p) - c_{np}(\varphi_{z1} - i\varphi_{z2}) + \\ + c_{e,np.2}(\varphi_{z2} - \varphi_p) &= -c_{c,np} \Delta \varphi_0; \\ I_p \ddot{\varphi}_p - r_2(\dot{\varphi}_{z2} - \dot{\varphi}_p) - c_{e,np.2}(\varphi_{z2} - i\varphi_p) &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

де r_1 – коефіцієнт, який враховує розсіювання енергії в з'єднаннях тягового вала;

r_2 – коефіцієнт, який враховує розсіювання енергії в з'єднаннях веденого вала;

$c_{c,np}$ – приведена жорсткість системи.

Висновки. Під час складання системи диференціальних рівнянь зроблені такі припущення: тіла зубчастих коліс абсолютно жорсткі; контактні деформації стиснення в шліцевому з'єднанні пропорційні навантаженню; дисипативні сили в деталях передачі і зубчастих парах незначні порівняно з дисипативними силами в шліцевому з'єднанні, шпонках тощо.

Вирішивши систему диференціальних рівнянь (2), можна визначити динамічні навантаження в шліцевих з'єднаннях і валах зубчастої передачі за формулою:

$$M_i = c_{e,np.i}[\varphi_z - \varphi_{z(i-1)}]. \quad (7)$$

Література

1. Шуляк М. Л., Лебедев А. Т., Артьомов М. П., Калінін Є. І. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. №. 4. С. 218-226.

2. Калінін Є. І., Шуляк М. Л., Мальцев В. П.. Вплив нестационарності гако-

вого навантаження на буксування рушіїв колісного трактора. Системи обробки інформациі. 2017. № 5. С. 27-30

3. 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: Зб. наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. 2010. Вип. 14 (28). С. 216-224

4. Калінін Є. І., Шуляк М. Л., Шевченко І. О. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. 2016. Вип. 168. С. 73-79.

5. Давыдов Б. Л., Скородумов Б. А. Статика и динамика машин. М.: Машиностроение, 1967. 584 с.

6. Ефимов И. П. Проявление погрешности основного шага прямозубых колес в зацеплении. Известия вузов. Машиностроение. 1968, № 5. С. 36-45

7. Решетов Д. Н., Левина З. М. Демпфирование колебаний в деталях станков. Исследование колебаний в деталях металлорежущих станков при резании металлов: Сб. науч. тр. 1958. Вып. 10. С. 65-72

8. Чеканов А. Н. Определение нагрузок в редукторах горных машин при быстропротекающих режимах нагружения. Горные машины. 1958. № 2. С. 68-76

9. Цитович И. С., Альгин В. Б. Динамика автомобиля. М.: Наука и техника, 1981. 191 с.

10. Малашков И. И., Зельцер Е. А., Стефанович Ю. Г. Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих при его быстром включении. Автомобильная промышленность. 1974. № 12. с. 13-17.

11. Малашков И. И., Зельцер Е. А. Исследование зависимости динамических нагрузок трансмиссии автомобиля от схем приведения ее масс и податливостей. Конструкции автомобилей. 1977. № 8. с. 29-37.

12. Зельцер Е. А., Малашков И. И., Стефанович Ю. Г. Аналитическое исследование максимальных динамических нагрузок трансмиссии. Автомобильная промышленность. 1975. № 12. с. 9-10.

13. Гришкевич А. И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/ Под общ. ред. А. И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.

Literature

1. Shuliak M. L, Lebedev A. T, Artyomov M. P, Kalinin E. I Evaluation of the functioning of the agricultural unit by dynamic criteria. Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes. 2016. №. 4. P. 218-226.

2. Kalinin E. I, Shuliak M. L, Maltsev V. P. Influence of non-stationary hook load on the slip of the wheel tractor. Information processing systems. 2017. № 5. P. 27-30

3. 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. Coll. Sciences. to UkrNIPIPT them. L. Pogorely. Technical and technological aspects of development and testing of new machinery and technologies for Ukrainian agriculture. Doslidnytske. 2010. Vip. 14 (28). S. 216-224

4. Kalinin E. I, Shuliak M. L, Shevchenko I. O Investigation of transients in the gearbox of a mobile power tool. Bulletin of KhNTUSG them. Petra Vasilenko. 2016. Vol. 168. P. 73-79.

5. Davydov B. L., Skorodumov B. A. Statics and dynamics of cars. M.: Engineering, 1967. 584 p.

6. Efimov I. P. The manifestation of the error of the main step of the spur gears in engagement. University News. Engineering. 1968, No. 5. P. 36-45

7. Reshetov D. N., Levina Z. M. Vibration damping in machine parts. The study of fluctuations in the details of metal-cutting machines during metal cutting: Sat. scientific works 1958. Issue. 10. S. 65-72

8. Chekanov A. N. Determination of

loads in gearboxes of mining machines under fast-flowing loading conditions. Mountain cars. 1958. No. 2. P. 68-76

9. Tsitovich I. S., Algin V. B. Car dynamics. M.: Science and Technology, 1981. 191 p.

10. Malashkov I. I, Zeltser E. A, Stefanovich Yu. G. The dependence of dynamic loads in the transmission of the car on the processes occurring when it is quickly turned on. Automotive industry. 1974. No. 12. p. 13-17.

11. Malashkov I. I., Zeltser E. A. Investigation of the dependence of the dynamic loads of a car's transmission on the schemes for bringing its masses and supplements Car designs. 1977. No. 8. p. 29-37.

12. Zeltser E. A, Malashkov I. I, Stefanovich Yu. G. Analytical study of the maximum dynamic loads of the transmission. Automotive industry. 1975. No. 12. p. 9-10.

13. Grishkevich A. I. Transmission design of cars: Reference book / Under the general. ed. A. I. Grishkevich. M.: Mechanical Engineering, 1984. 272 p.

Literatura

1. Shulyak M. L., Lebedyev A. T., Artyomov M. P., Kalinin Ye. I. Ocinka funkcionuvannya silskogospodarskogo agregatu za dinamichnimi kriteriyami. Tehnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv. 2016. №. 4. S. 218-226.

2. Kalinin Ye. I, Shulyak M. L., Malcev V. P. Vpliv nestacionarnosti gakovogo navantazhennya na buksuvannya rushiyiv kolisnogo traktora. Sistemi obrobki informaciyi. 2017. № 5. S. 27-30

3. Lebedyev A. T., Kalinin Ye. I. Teoretichne doslidzhennya tyagovo-zchipnih vlastivostej traktoriv, obladnanih zdvojenimi shynami, pid chas vikonannya gruntoobrobnih robit na agrofoni pidvishenoyi vologosti. Zb. nauk. prats UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho. Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuvannya novoyi tekhniky i tekhnolohiy dlya silskoho hospodarstva Ukrayiny. Doslidnytske. 2010. Vip. 14 (28). S. 216-224

4. Kalinin Ye. I., Shulyak M. L., Shevchenko I. O. Doslidzhennya perehidnih procesiv v korobci zminnih peredach mobilnogo energetichnogo zasobu. Visnik HN-TUSG im. Petra Vasilenka. 2016. Vip. 168. S. 73-79.
5. Davydov B. L., Skorodumov B. A. Statika i dinamika mashin. M.: «Mashinostroenie», 1967. 584 s.
6. Efimov I. P. Proyavlenie pogreshnosti osnovnogo shaga pryamozubyyh koles v zaceplenii. Izvestiya vuzov. Mashinostroenie. 1968, № 5. S. 36-45
7. Reshetov D. N., Levina Z. M. Dempfirovanie kolebanij v detalyah stankov. Issledovanie kolebanij v detalyah metallovezhushih stankov pri rezanii metallov: Sb. nauch. tr. 1958. Vyp. 10. S. 65-72
8. Chekanov A. N. Opreделение nagruzok v reduktorah gornyyh mashin pri bystroprotekayushih rezhimah nagruzheniya. Gornyye mashiny. 1958. № 2. S. 68-76
9. Citovich I. S., Algin V. B. Dinamika avtomobilya. M.: Nauka i tehnika, 1981. 191 s.
10. Malashkov I. I., Zelcer E. A., Stefanovich Yu. G. Zavisimost dinamicheskikh nagruzok v transmissii avtomobilya ot processov, proishodyashih pri ego bystrom vlyuchenii. Avtomobilnaya promyshlennost. 1974. № 12. s. 13-17.
11. Malashkov I. I., Zelcer E. A. Issledovanie zavisimosti dinamicheskikh nagruzok transmissii avtomobilya ot shem privedeniya ee mass i podatlivostej. Konstrukcii avtomobilej. 1977. № 8. s. 29-37.
12. Zelcer E. A., Malashkov I. I., Stefanovich Yu. G. Analiticheskoe issledovanie maksimalnyh dinamicheskikh nagruzok transmissii. Avtomobilnaya promyshlennost. 1975. № 12. s. 9-10.
13. Grishkevich A. I. Proektirovanie transmissij avtomobilej: Spravochnik/ Pod obsh. red. A. I. Grishkevicha. M.: Mashinostroenie, 1984. 272 s.

UDC 621.824.44.001.24

DYNAMIC LOADS OF SPLINE GEAR CONNECTIONS

Kozlov Yu.,

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

Kharkiv branch of "L. Pogorilyy UkrNDIPVT"

Kalinin Ye., Ph.D., associate prof.,

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

Petrov R.,

e-mail: princemouse2@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-0745-3200>

Kharkiv P. Vasylenko National Technical University of Agriculture

Summary

Purpose of the study. Assessment of the dynamic load of splined gear joints in the presence of a variable system of forces at a constant rotation speed of the motor shaft, taking into account the contact stiffness of the splined joint and dissipative forces.

Research methods. Analytical determination of torsional vibrations of a single-stage gear transmission with attached masses by studying the dynamic and vibrational characteristics of the latter.

The results of the study. The error of an unflanked gear is determined by the constant error of the main wheel pitch. This error is presented in a form convenient for solving differential equations, expanding it into a Fourier series and moving from linear to angular.

When compiling the system of differential equations, the following assumptions were made: the

bodies of the gears are absolutely rigid; contact compression deformations in a spline connection are proportional to the load; the dissipative forces in the transmission parts and gear pairs are insignificant compared to the dissipative forces in the spline connection, keys, etc.

When determining mass-geometric parameters, it is necessary to take into account the bending vibrations of the gear transmission in connection with the elastic deformation of the shafts, bearings, and the machine body. Small torsional vibrations, depending on the difference in the main steps of the gears, occur with a certain maximum frequency, the value of which depends on the frequency of rotation of the motor shaft.

Given the above calculation features, deformations and loads in splined gear joints of gears are determined. The angle of rotation of the latter at small fluctuations is presented as the sum of the angles of rotation due to deformation of the shaft and the angle of rotation due to deformation of the spline connection.

Conclusions. Having solved the system of differential equations obtained in the work, it is possible to determine the dynamic loads in spline joints and gear shafts taking into account the dissipative forces and contact stiffness of the spline connection.

Keywords: spline connection, dynamic load, torsional vibrations, energy dissipation.

УДК 621.824.44.001.24

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Козлов Ю., e-mail: hfukrndipvt@gmail.com,

<https://orcid.org/0000-0002-3546-0010>

Харьковский филиал ГНУ УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого,

Калинин Е., канд. техн. наук, доц.,

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

Петров Р.,

e-mail: princemouse2@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-0745-3200>

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

Аннотация

Цель исследования. Оценка динамической нагрузки шлицевых соединений зубчатых передач при наличии переменной системы сил при постоянной скорости вращения вала двигателя с учетом контактной жесткости шлицевого соединения и диссипативных сил.

Методы исследования. Аналитическое определение крутильных колебаний одноступенчатой зубчатой передачи с присоединенными массами путем изучения динамических и колебательных характеристик последней.

Результаты исследования. Погрешность нефланкированной зубчатой передачи определяется постоянной ошибкой основного шага колеса. Данная погрешность представлена в виде, удобном для решения дифференциальных уравнений, разложением ее в ряд Фурье и переходом от линейных величин к угловым.

При составлении системы дифференциальных уравнений сделаны следующие предположения: тела зубчатых колес абсолютно жесткие; контактные деформации сжатия в шлицевом сое-

динении пропорциональны нагрузке; диссипативные силы в деталях передачи и зубчатых парах незначительные по сравнению с диссипативными силами в шлицевом соединении, шпонках и т.д.

При определении массово-геометрических показателей необходимо учитывать изгибные колебания зубчатой передачи в связи с упругой деформацией валов, подшипников и корпуса машины. Малые крутильные колебания, зависящие от разницы основных шагов зубчатых колес, происходят с некоторой максимальной частотой, величина которой зависит от частоты вращения вала двигателя.

Учитывая приведенные особенности расчета, определены деформации и нагрузки в шлицевых соединениях передач зубчатых колес. Угол поворота последних при малых колебаниях представлено в виде суммы углов поворота вследствие деформации вала и угла поворота вследствие деформации шлицевого соединения.

Выводы. Решив систему дифференциальных уравнений, полученную в работе, можно определить динамические нагрузки в шлицевых соединениях и валах зубчатой передачи с учетом диссипативных сил и контактной жесткости шлицевого соединения.

Ключевые слова: шлицевое соединение, динамическая нагрузка, крутильные колебания, диссипация энергии.