

УДК 621.825.7-343

В.О. Курган, спеціаліст,
І.І. Сидоренко, д-р техн. наук, проф.,
Одес. нац. політехн. ун-т

ЕКВІВАЛЕНТНА ЖОРСТКІСТЬ ПРУЖНОЇ МУФТИ З НЕЛІНІЙНИМ МЕХАНІЧНИМ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ

Вступ. Під час запуску, роботи та вибігу трансмісій механічних систем на ділянках їх валопроводів виникають вимушені обертальні коливання, які є причиною виникнення негативних додаткових динамічних навантажень на їх елементи. Інтенсифікація технологічних процесів, яка пов'язана зі збільшенням робочих швидкостей, призводить до того, що у робочому діапазоні частот коливань досить часто виникають резонансні режими, критичні для складових частин трансмісії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження показали, що використання пружних муфт з лінійною пружною характеристикою засобу протидії негативному прояву коливань не завжди є вирішенням проблеми. Їх пружна характеристика обумовлює постійну частоту коливань, яка у деяких випадках збігається з резонансною частотою механічної системи. Саме тому більш ефективними є конструкції муфт, пружна характеристика яких є нелінійною і змінюється в залежності від величини прикладеного навантаження [1]. Контрольовану зміну пружної характеристики муфти можливо реалізувати декількома способами, одним з яких є реалізація у її конструкції зворотного механічного зв'язку. Наявність зворотного зв'язку дає можливість миттєво реагувати на зміни зовнішнього навантаження і переналаштовувати характеристики системи з метою забезпечення її надійної роботи.

У зв'язку з цим, актуальними уявляються наукові дослідження, пов'язані з синтезом і аналізом пружних муфт з механічним зворотним зв'язком (ПМ М33), і вивчення їх властивостей. Проведені дослідження і конструктивні розробки з метою створення таких пружних муфт, що відтворюють нелінійну пружну характеристику, дозволили запропонувати принципово нові пристрої [1, 2]. Відмінність одного з запропонованих пристроїв від існуючих полягає у наявності в його структурі механічного зворотного зв'язку у вигляді кулачкового механізму з кінематичним замиканням [3]. Розробка 3D-моделі муфти та перевірка дисипативних зв'язків між її елементами з подальшим розрахунком на міцність підтверджують її роботоздатність. Однак і нині не розроблено математичної моделі запропонованої муфти, що робить неможливими проведення теоретичних досліджень, пов'язаних з оцінкою ефективності її застосування.

Мета дослідження. Метою проведених досліджень є: розробка розрахункової схеми запропонованої муфти, що враховує голономні зв'язки між її елементами; визначення пружної характеристики муфти і її зв'язку з головними конструктивними параметрами муфти для створення відповідної математичної моделі.

Викладення основного матеріалу. Для досягнення поставленої мети досліджень розглянемо конструкцію запропонованої пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком та проаналізуємо функціональну взаємодію між її елементами (рис. 1). Дія обертального моменту на рушійну напівмуфту 1 приводить до обертання відносно неї на деякий кут φ веденої напівмуфти 2, що обумовлено деформацією (згином) плоскої пружини 4. Деформація плоскої пружини 4 виникає внаслідок того, що навантажувальні ролики 5 штовхача 6 контактують з вільним кінцем плоскої пружини 4, другий кінець якої консольно закріплений на напівмуфті 1, а напрямні ролики 7 штовхача 6 контактують з радіальними проточками напівмуфти 2. Контакт опорного ролика 8 штовхача 6 з поверхнею криволінійного паза диска 9 викликає радіальне переміщення на відстань $x(\varphi)$ штовхача 6 вздовж радіальних проточок напівмуфти 2. Величина і напрямок радіального переміщення штовхача 6 обумовлені формою криволінійного паза дис-

DOI: 10.15276/opu.1.43.2014.06

© В.О. Курган, І.І. Сидоренко, 2014

ка 9 і відображають закономірність контролюваного переміщення контактної лінії прикладання навантаження від навантажувальних роликів 5 до консольно закріпленої плоскої пружини 4, що і приводить до реалізації потрібної характеристики [3].

Для визначення можливостей даного пристрою щодо реалізації динамічних характеристик різного виду нелінійності в залежності від його конструктивних параметрів запропоновано загальну розрахункову схему (рис. 2).

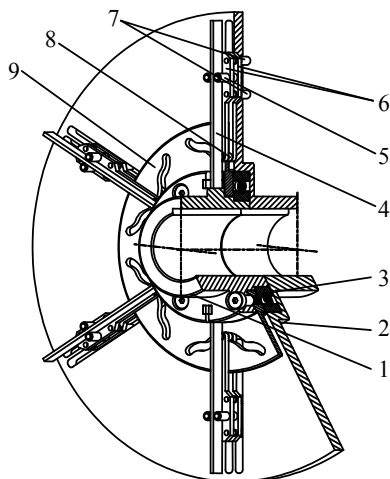


Рис. 1. ПМ М33: 1 — рушійна напівмуфта; 2 — ведена напівмуфта; 3 — підшипник ковчання; 4 — пружний елемент; 5 — навантажувальні ролики; 6 — штовхачі; 7 — напрямні ролики; 8 — ролики опорні; 9 — диск з криволінійними пазами

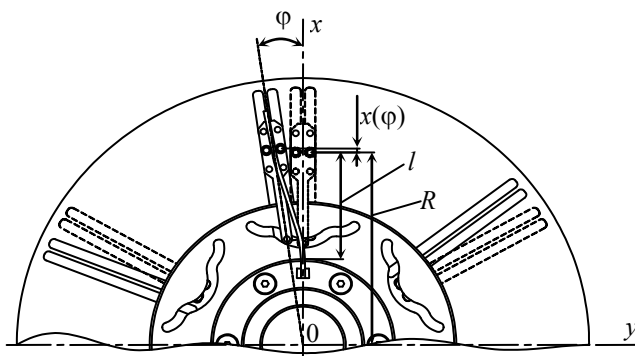


Рис. 2. Розрахункова схема ПМ М33

Проведено розрахунок еквівалентної жорсткості пружної муфти, яка залежить від матеріалу і геометричних параметрів плоских пружин, а також від початкового розташування складових елементів муфти. Вважаючи, що тангенс кута закручування напівмуфт φ відносно одна одної залежить, у першу чергу, від величини прогину f пружних елементів 4, віднесеної до відстані між лінією контакту пружного елемента з роликом 6 та віссю обертання пружної муфти R , з деяким припущенням отримано

$$\operatorname{tg} \varphi \approx \varphi = \frac{f}{R} = \frac{Fl^3}{3nEJ_x R} = \frac{Tl^3}{3nEJ_x R^2}, \quad (1)$$

де $F = T / R$ — сила, що обумовлює дію обертального моменту T і приводить до згину пружного елемента;

l — плече прикладання навантаження до пружного елемента, яке являє собою відстань між консольним закріпленням на напівмуфті 1 і лінією контакту з навантажувальним роликом 5;

n — кількість пружних елементів у муфті;

E — модуль пружності матеріалу пружних елементів;

J_x — момент інерції перерізу пружного елемента.

З урахуванням (1) для власної еквівалентної жорсткості пружної муфти $c_{об}$ при відсутності кута закручування між напівмуфтами

$$c_{об} = \frac{T}{\varphi} = \frac{3nEJ_x R^2}{l^3}. \quad (2)$$

Обертальний момент діє на муфту і обумовлює поворот напівмуфт 1 і 2 одна відносно одної на кут φ , за рахунок деформації (згину) пружного елемента 4 (див. рисунки 1 і 2). Контакт

опорного ролика 8 штовхача 6 з поверхнею криволінійного паза диска 9 викликає його радіальне переміщення $x(\varphi)$ через напрямні ролики 7 по радіальних проточках диска 9. Величина і напрямок радіального переміщення штовхача 6 задані формою криволінійного паза диска 9 і відображають закономірність контрольованого переміщення контактної лінії прикладання навантаження від навантажувальних роликів 5 до консольно закріпленого пружного елемента 4. У цьому випадку профіль криволінійного паза диска 9 відтворює алгоритм управління, що приводить до реалізації потрібної цільової характеристики еквівалентної жорсткості пружної муфти, яка у даному випадку являє собою функцію від кута закручування φ між напівмуфтами [2]

$$c_{об}(\varphi) = \frac{3nEJ_x(R+x(\varphi))^2}{(l+x(\varphi))^3}. \quad (3)$$

З урахуванням (3) для пружного моменту муфти

$$T_{пр}(\varphi) = c_{об}(\varphi)\varphi = \frac{3nEJ_x(R+x(\varphi))^2}{(l+x(\varphi))^3}\varphi. \quad (4)$$

Для оцінювання можливостей розглянутого пристрою стосовно відтворення пружних характеристик проведемо декілька розрахунків. Для цього задамо вихідні дані пристрою: кількість пружних елементів $n=6$, довжина пружного елемента $l=100$ мм, відстань від осі обертання пружної муфти до лінії контакту з навантажувальним роликом $R=100$ мм, модуль пружності пружних елементів $E=2,09 \cdot 10^5$ МПа і момент інерції перерізу пружного елемента $J_x = 8,33 \cdot 10^{-8}$ мм⁴. При розрахунках будемо використовувати два виконання напрямного криволінійного паза на диску 9.

У першому випадку розглянемо профіль паза, який описується виразом $x(\varphi) = 13,47\varphi^6 - 14,76\varphi^5 + 6,24\varphi^4 - 1,18\varphi^3 + 0,15\varphi^2 - 0,0031\varphi + 1,14 \cdot 10^{-5}$ (рис. 3, а).

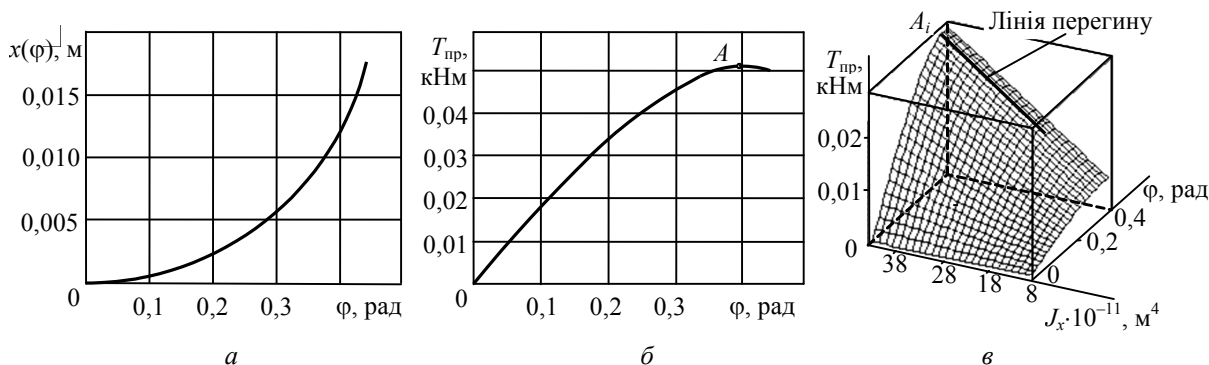


Рис. 3. Пружна характеристика з нелінійним механічним зв'язком: профіль напрямного паза (а); пружний момент (б); множина рішень для пружного моменту при зміні J_x (в)

Розрахунок даної форми профілю показує, що у цьому випадку реалізується пружна характеристика, яка відповідає характеристиці Дюфінговського типу “жорсткого” виду (рис. 3, б). Якщо використати площу поперечного перерізу J_x змінний конструктивний параметр пружного елемента, що застосовується у пристрої, отримуємо множину характеристик пружного моменту Дюфінговського типу “жорсткого” виду (рис. 3, в). Варіація даним параметром J_x дозволила встановити, що його збільшення обумовлює збільшення кута нахилу характеристики та навантажувальної здатності пристрою, а за умови $J_x = 20 \cdot 10^{-8} \dots 42 \cdot 10^{-8}$ мм⁴ множина пружних характеристик пристрою має точки перегину A_i , які обумовлюють втрату пристроєм навантажувальної здатності (лінія перегину, рис. 3, в).

У другому випадку розглянемо профіль криволінійного паза, який описується виразом $x(\varphi) = 1,5 \cdot 10^{-3}(\varphi)^5 - 0,0422\varphi^4 + 0,4206\varphi^3 - 1,6028\varphi^2 + 2,6923\varphi + 1,479$ (рис. 4, а). Така форма

криволінійного паза дозволяє реалізувати знакозмінне переміщення штовхача, оскільки відображає опуклості кривої, спрямовані як до осі пристрою, так і від неї на протязі робочого ходу штовхача.

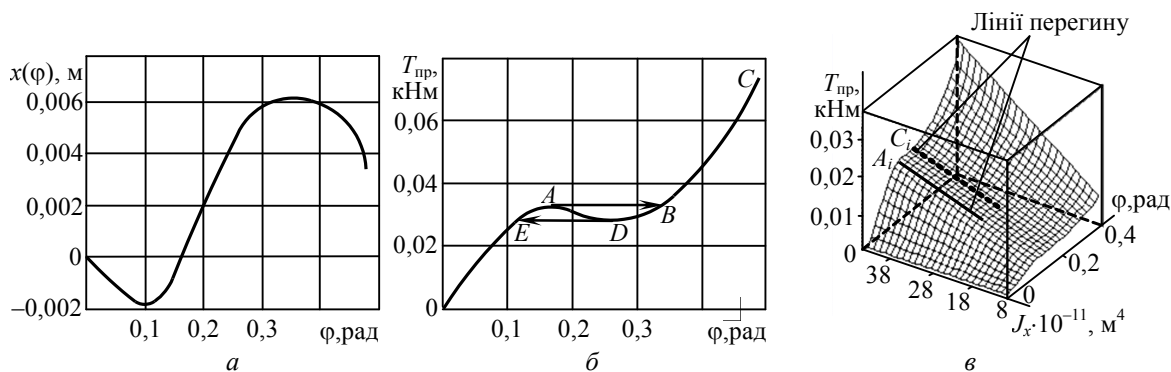


Рис. 4. Пружна характеристика з нелінійним механічним зв'язком: профіль прямого паза (а); пружний момент (б); множина розв'язків для пружного моменту при зміні J_x (в)

Розрахунок муфти за визначеними умовами показує, що у такому випадку можлива реалізація муфтою комбінованої пружної характеристики (рис. 4, б). На ній присутні ділянки як “жорсткого”, так і “м'якого” видів, відповідно ділянки кривої $0EA$ і DBC . Окрім цього слід зазначити, що отримана пружна характеристика визначає тимчасову втрату навантажувальної здатності, тобто характеристика має ділянку, яка за ознаками еквівалентна ділянці квазінульової жорсткості. Початок цього ефекту обумовлений точкою перегину пружної характеристики A , а кінець, що відповідає відновленню навантажувальної здатності, точкою B . При зменшенні навантаження, величина якого відповідає ділянці BC пружної характеристики, штовхачі самостійно повертаються на ділянку $0E$ пружної характеристики.

Результати. У результаті проведених розрахунків можемо припустити, що при зміні профілю криволінійного паза та площі поперечного перерізу пружного елемента можна реалізувати множину характеристик власної еквівалентної жорсткості пружної муфти. А тісний взаємозв'язок між формою прямого паза і формою пружної характеристики, який можна побачити на відповідних графіках (див. рисунок 3 і 4), дозволяє висунути припущення, що за допомогою даної муфти може бути реалізовано широкий діапазон пружних характеристик і реалізація певної цільової характеристики еквівалентної жорсткості.

У результаті проведених досліджень встановлено що: застосування криволінійного паза різних нелінійностей (див. рисунок 4, а) і зміна площі поперечного перерізу значно розширюють функціональні можливості пристрою; відтворення пристроєм комбінованої пружної характеристики і присутність ділянки з квазінульовою жорсткістю дозволяє припустити можливість подолання резонансу без досягнення критичних амплітуд коливання.

Висновки. Розглянуті питання та вирішені завдання дозволяють рекомендувати розроблену конструкцію пружної муфти з нелінійним механічним зворотом зв'язком як пристрій що, дозволяє якісно зменшити динамічні навантаження на ділянках валопровода машин і суттєво розширити область використання пружних муфт в царині машинобудування. Використані конструктивні рішення створюють передумови для розробки відповідної математичної моделі, що дає можливість прорахувати властивість пружної муфти щодо відтворення певної цільової характеристики.

Література

1. Сидоренко, И.И. Устройство защиты приводов машинных агрегатов от резонансных крутильных колебаний / И.И. Сидоренко // Тр. Одес. политехн. ун-та. — Одесса, 1999. — Вып. 3(9). — С. 16 — 19.
2. Сидоренко, И.И. Власна еквівалентна жорсткість крутильного динамічного погашувача з механічним зворотним зв'язком / И.И. Сидоренко, С.В. Атамазов // Вісн. СевНТУ. — Севастополь, 2010. — Вип. 110. — С. 153 — 156.

3. Сидоренко, І.І. Пружна муфта з нелінійним механічним зворотним зв'язком / І.І. Сидоренко, В.О. Курган // Пр. Одес. політехн. ун-ту. — Одеса, 2011. — Вип. 2(36). — С. 37 — 44.

References

1. Sidorenko, I.I. Ustroystvo zashchity privodov mashinnykh agregatov ot rezonansnykh krutil'nykh kolebaniy [A device for protecting machine aggregates' drives from torsional vibrations] / I.I. Sidorenko // Tr. Odes. politekhn. un-ta [Proc. of Odesa Nat. Polytech. Univ.]. — Odessa, 1999. — Iss. 3(9). — pp. 16 — 19.
2. Sydorenko, I.I. Vlasna ekvivalentna zhorstkist krutyl'nogo dynamichnoho pohashuvacha z mekhanichnym zvorotnym zviazkom [Intrinsic equivalent stiffness of a torsional dynamic damper with the mechanical feedback] / I.I. Sydorenko, S.V. Atmazhov // Visn. SevNTU [Bull. of SevNTU]. — Sevastopol, 2010. — Iss. 110. — pp. 153 — 156.
3. Sydorenko, I.I. Pruzhna mufta z nelineinym mekhanichnym zvorotnym zviazkom [Elastic coupling with a nonlinear motional feedback] / I.I. Sydorenko, V.O. Kurhan // Pr. Odes. politekhn. un-tu [Proc. of Odesa Nat. Polytech. Univ.]. — Odessa, 2011. — Iss. 2(36). — pp. 37 — 44.

АНОТАЦІЯ / АННОТАЦИЯ / ABSTRACT

В.О. Курган, І.І. Сидоренко. Еквівалентна жорсткість пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком. Розглянуто конструкцію пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком. Розроблено розрахункову схему, на основі якої отримано залежність, що обумовлює власну еквівалентну жорсткість пружної муфти. Проведено оцінювання можливостей пружної муфти стосовно відтворення пружних характеристик різного виду. Розраховано форму криволінійного паза і визначено її вплив на пружну характеристику муфти. Визначено можливість відтворення муфтою комбінованої пружної характеристики. Проаналізовано зв'язок між конструктивними параметрами і характеристикою власної еквівалентної жорсткості муфти. Проведено дослідження щодо реалізації муфтою певної цільової характеристики власної еквівалентної жорсткості. Зроблено висновок щодо можливості відтворення муфтою пружної характеристики з ділянкою квазінульової жорсткості й подолання резонансу без досягнення критичних амплітуд коливання, що дає можливість широкого застосування пружних муфт в царині машинобудування.

Ключові слова: пружна муфта, нелінійний механічний зворотний зв'язок, пружна характеристика.

В.О. Курган, І.І. Сидоренко. Эквивалентная жесткость упругой муфты с нелинейной механической обратной связью. Рассмотрена конструкция упругой муфты с нелинейной механической обратной связью. Разработана расчетная схема, на основании которой получена зависимость, обуславливающая собственную эквивалентную жесткость упругой муфты. Проведена оценка возможностей упругой муфты относительно воспроизведения упругих характеристик различного вида. Рассчитана форма криволинейного паза и определено ее влияние на упругую характеристику муфты. Определена возможность воспроизведения муфтой комбинированной упругой характеристики. Проанализирована связь между конструктивными параметрами и характеристикой собственной эквивалентной жесткости муфты. Проведены исследования реализации муфтой определенной целевой характеристики собственной эквивалентной жесткости. Сделан вывод о возможности воспроизведения муфтой упругой характеристики с участием квазиулевой жесткости и преодоления резонанса без достижения критических амплитуд колебания, что дает возможность широкого применения упругих муфт в области машиностроения.

Ключевые слова: упругая муфта, нелинейная механическая обратная связь, упругая характеристика.

V.O. Kurgan, I.I. Sydorenko. Equivalent stiffness of elastic coupling with nonlinear mechanical feedback. The design of nonlinear elastic coupling mechanical feedback. The developed design scheme, which is derived from the dependence that makes its own equivalent stiffness of the elastic coupling. Estimation opportunities elastic coupling Playback elastic characteristics of various types. The calculated shape curved groove, and determine its effect on the elastic properties of coupling. The possibility of playing clutch combined elastic properties. Analyzed the relationship between design parameters and characteristics of its own equivalent stiffness coupling. Conducted research to implementation clutch features its own specific target equivalent stiffness. It is concluded that the possibility of playing Elastic properties of area kvazinulovoyi rigidity, resonance and poverty without achieving critical amplitude fluctuations.

Keywords: elastic coupling, nonlinear mechanical feedback, elastic characteristics.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. політехн. ун-ту Гутиря С.С.

Надійшла до редакції 21 жовтня 2013 р.