

ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ, МІЦНОСТІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО УСТАТКУВАННЯ

УДК 628.91

І.І. Брошак

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПОБІЖНИХ ПРИСТРОЇВ МАШИН З ВИКОРИСТАННЯМ СИЛОВОЇ ГІДРАВЛІЧНОЇ УСТАНОВКИ

© Брошак І.І., 2007

Наведено опис конструкції та принципу дії гідроприводу стенда для дослідження запобіжних пристроїв машин та результати дослідження його характеристик. Запропоновано аналітичні залежності для розрахунку навантажувальної здатності конусної фрикційно-запобіжної муфти та наведено результати її теоретичних і експериментальних досліджень.

The description to designs and principle of action hydraulic drive of stand for study machines preventative mechanisms is presented and the hydraulic drives results features study are given. Analytical dependencies for calculation of cones friction-preventative clutch loading ability are offered and brought results its theoretical and experimental studies.

Постановка проблеми. Як відомо, запобіжні пристрої знаходять широке застосування в приводах більшості механізмів і машин, а їхні характеристики мають істотний вплив на експлуатаційну надійність пристроїв, в яких вони використовуються. Існує проблема дослідження усіх можливих конструктивних та технологічних характеристик цих запобіжних пристроїв, оскільки дослідження більшості з них обмежується технічними можливостями дослідницького обладнання.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням запобіжних пристроїв машин займалися багато вчених і результати цих досліджень викладені у багатьох працях [1, 2]. Кожна нова конструкція муфти в міру своїх конструктивних особливостей потребує серії експериментальних досліджень для встановлення своєї функціональної здатності в певних умовах експлуатації.

Постановка задачі. Метою наших досліджень було встановити оптимальний варіант приводу для дослідження запобіжних пристроїв машин, описати його технологічні характеристики та з його використанням у досліджуваному стенді дослідити один із запобіжних пристроїв з поданням результатів у вигляді аналітичних та графічних залежностей.

Виклад основного матеріалу. Створення нових типів машин і механізмів транспортно-технологічних систем сприяє подальшому розвитку народного господарства та розширенню їх номенклатури, підвищенню продуктивності праці за рахунок досягнення науково-технічного прогресу.

Для дослідження експлуатаційних характеристик моделей запобіжних муфт було спроектовано та виготовлено універсальний стенд, який забезпечує проведення досліджень як запобіжних муфт, так і муфт з розширеними технологічними можливостями. Під час розробки цього стенда враховувалося, щоб на цьому обладнанні можна було здійснити функціонально-ресурсні дослідження запобіжних муфт з моделюванням типових режимів експлуатації. Під час монтування стенда було використано як стандартизовані, так і оригінальні вузли.

Основною силовою установкою стенда для дослідження багатофункціональних запобіжних муфт є гідродвигун, який приводиться в рух за допомогою гідронасоса [3]. Ця силова установка дає змогу забезпечувати високі величини крутного моменту та швидкості обертання з можливістю широкого діапазону і плавності їх регулювання, що є важливим фактором для дослідження багатофункціональних запобіжних муфт. Функціональна схема силової гідравлічної установки показана на рис. 1.

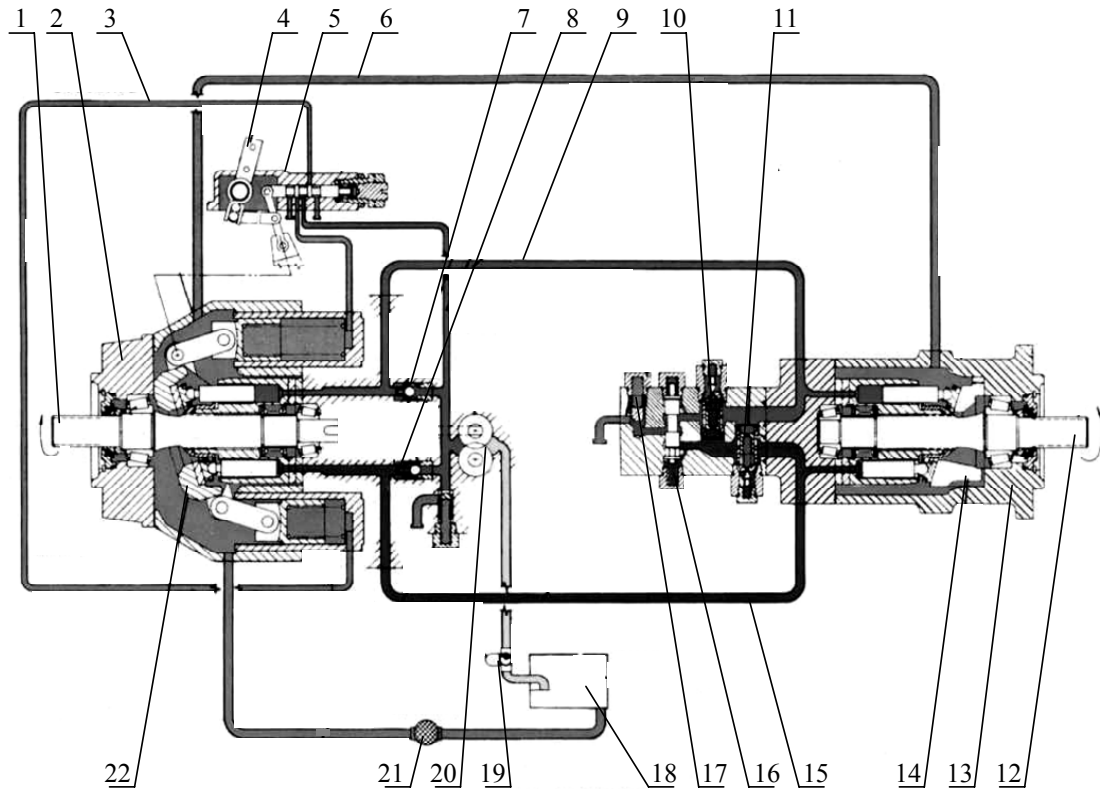


Рис. 1. Функціональна схема силової гідравлічної установки

Загалом силовий гідравлічний агрегат являє собою два аксіально-поршневі гідродвигуни 2 і 13. Основна циркуляційна магістраль цієї установки, через яку подається робоча рідина, знаходиться між насосом 2 і гідродвигуном 13. Вона складається з вхідного (високого тиску) 15 і вихідного (низького тиску) 9 магістралей, через які подається і виводиться робоча рідина від насоса (аксіально-поршневого гідродвигуна змінного об'єму) 2 до вихідного гідродвигуна постійного об'єму 13. За допомогою трипозиційного розподільювача 5 з ручним керуванням можна змінювати напрямок обертання вихідного вала гідродвигуна з постійним об'ємом 13.

Для приведення в дію силового агрегату, тобто для одержання крутного моменту на вихідному валу 12 установки потрібно надати крутного моменту на вхідному валу 1 гідронасоса 2. Для приведення в дію цього гідронасоса використовується електродвигун потужністю 40 кВт і частотою обертання 1500 об/хв.

Під час обертання вала 1 гідронасоса 2 обертовий рух, за допомогою нахиленого диска 22 з рухомо прикріпленими до нього поршнями перетворюється в поступальний рух рідини, яка своєю чергою передається до гідродвигуна 13 і аналогічно перетворюється в обертовий рух його вихідного вала 12. У разі використання цієї гідравлічної установки отримуємо високу величину крутного моменту, можливість безступінчастого регулювання та зміни напрямку швидкості обертання вихідного вала гідродвигуна. Тобто вхідний (ведучий) гідродвигун 2 виконує значення гідронасоса і перетворює механічну енергію електродвигуна в енергію потоку робочої рідини, а вихідний (ведений) гідродвигун 13 перетворює гідравлічну енергію потоку робочої рідини від гідронасоса в

механічну енергію обертання вихідного вала. Напрямок, момент і частота обертання вала 12 вихідного гідродвигуна визначаються напрямком підводу, тиском і кількістю робочої рідини, що підводиться до нього, а також власним робочим об'ємом цього гідродвигуна. Робочий об'єм визначається діаметром поршня і кутом нахилу нахилоного диска. Як було зазначено вище, для забезпечення потрібних характеристик в цій системі зміниться кут нахилу нахилоного диска 22 гідронасоса 2.

Під час роботи силової гідравлічної установки рідина під тиском від насоса подається на торець поршня гідродвигуна 13. Своєю чергою поршень передає зусилля на сферичний шарнір нахилоного диска 14. Оскільки вісь вихідного вала і вісь нахилоного диска 14 знаходяться під кутом, сила в шарнірі розкладається на осьову і тангенціальну складові. Осьове навантаження сприймається радіально-упорними підшипниками, а тангенціальна створює крутний момент на вихідному валу 12 гідродвигуна 13.

Загалом величина ходу поршнів визначається кутом, що створюється осями обертання блока поршнів з нахиленим диском. За допомогою важеля 4 трипозиційного розподільвача 5 та контуру системи керування 3 можна змінювати нахил диска 22 гідронасоса 2, внаслідок чого змінюється його робочий об'єм, через що змінюється кількість рідини, що передається до гідродвигуна 13, і як наслідок змінюється кількість обертів його вихідного вала.

При крайньому правому положенні важеля 4 керуючого розподільвача 5, як показано на рис. 1, нахилений диск 22 гідронасоса змінного об'єму 2 нахилиється на 18° щодо вертикальної осі ліворуч, одночасно створюється максимальний тиск у нижньому контурі 15 (контурі високого тиску) і мінімальний у верхньому 9 – контурі низького тиску. При цьому вихідний вал 12 гідродвигуна 13 обертатиметься проти годинникової стрілки з максимальною швидкістю. Зі зміною положення важеля розподільвача буде змінюватись нахил нахилоного диска гідронасоса та як наслідок тиск в нижньому і верхньому контурі. У контурі високого тиску тиск падатиме, а в контурі низького навпаки збільшуватиметься. При цьому кількість обертів вихідного вала гідродвигуна зменшуватиметься до повного зупинення, яка відповідає вертикальному розміщенню важеля розподільвача (нахилений диск гідронасоса розміщується вертикально). При подальшому переміщенні важеля ліворуч нахилений диск гідронасоса нахилитиметься в інший бік, при цьому напрямок обертання вихідного вала гідродвигуна зміниться на протилежний, а його швидкість обертання збільшуватиметься пропорційно до переміщення важеля розподільвача.

У цій системі для запобігання поломки гідродвигуна і гідронасоса використовуються клапани 10 і 11. Також у системі передбачені регулюючий клапан 16 та обмежувач високого тиску 17. Для оновлення потрібного об'єму робочої рідини в системі використовуються зворотні клапани 7 і 8 та компенсуючий насос 20, який подає необхідну кількість рідини в систему зі зливного бака 18. Оскільки рідина, що циркулює в зливному контурі 6, під час роботи системи виводиться через радіатор 21 в бак 18 і з нього ж, через фільтр 19 за допомогою насоса 20, відбувається поповнення цієї гідросистеми, то можна говорити про досить економне використання системою робочої рідини.

На рис. 2 показано графік залежності величин подачі робочої рідини та потужності гідроприводу від кількості його обертів для заданих величин робочого тиску.

На цьому графіку зображено залежність величини потужності гідроприводу та подачі робочої рідини від кількості обертів на вихідному валу гідроприводу для двох величин робочого тиску (210 кг/см^2 і 350 кг/см^2). Проаналізувавши графік, можна зробити висновок, що під час зростання кількості обертів на вихідному валу гідродвигуна збільшується витрата робочої рідини, при цьому відбувається збільшення потужності на валу гідроприводу. Так, при робочому тиску 210 кг/см^2 для забезпечення обертання вихідного вала з швидкістю 500 об/хв при витраті робочої рідини 17 л/хв потужність гідроприводу становитиме 7,6 кВт. При робочому тиску 350 кг/см^2 для забезпечення обертання вихідного вала з швидкістю 500 об/хв, витраті робочої рідини 15 л/хв, потужність гідроприводу становитиме 9,8 кВт. Для забезпечення обертання вихідного вала гідроприводу з швидкістю 3500 об/хв. при робочому тиску 210 кг/см^2 та витраті робочої рідини 113 л/хв, потуж-

ність гідроприводу становитиме 39,3 кВт. При робочому тиску 350 кг/см^2 для забезпечення обертання вихідного вала зі швидкістю 3500 об/хв при витраті робочої рідини 108 л/хв потужність гідроприводу становитиме 68,8 кВт.

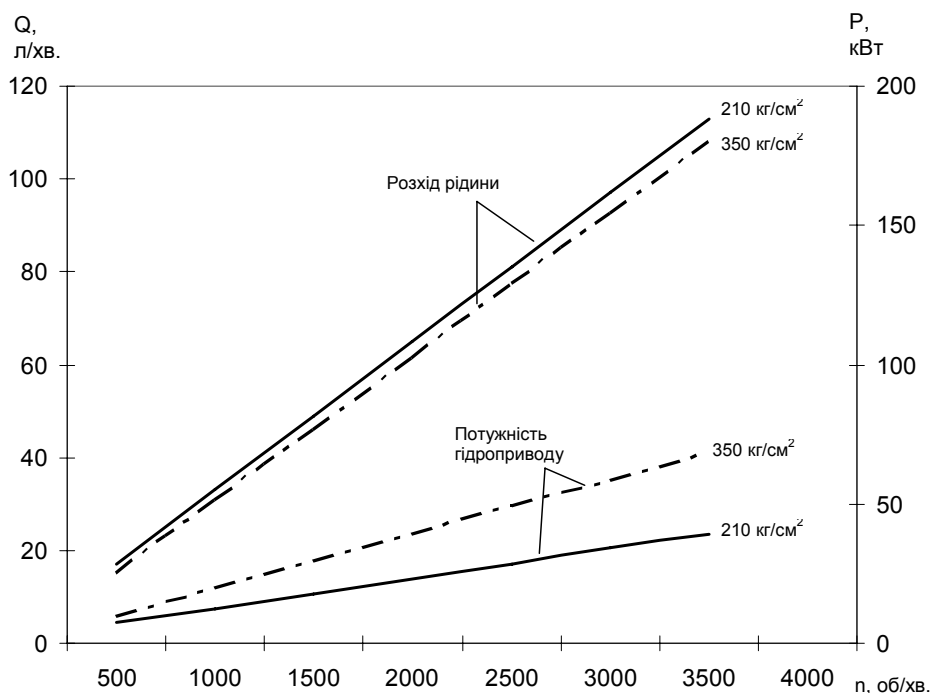


Рис. 2. Залежність величин подачі робочої рідини та потужності гідроприводу від кількості його обертів для заданих величин робочого тиску (210 кг/см^2 і 350 кг/см^2)

Отже, можна зробити висновок, що зі збільшенням кількості обертів вихідного вала гідроприводу його потужність зростає. Більше зростання потужності спостерігається при робочому тиску у 350 кг/см^2 . Втрата робочої рідини при цьому збільшується прямолінійно.

Широкий діапазон зміни навантаження та величини можливої неспіввідповідності, зручність встановлення досліджуваних об'єктів і керування стендом, широкі функціональні можливості та універсальність розробленого стендового обладнання забезпечили проведення досліджень експериментальних взірців запобіжних муфт на належному науково-технічному рівні.

За допомогою цього стенда було проведені дослідження спроектованої конусної фрикційно-запобіжної муфти. Результати досліджень та окремі рекомендації для розрахунку і проектування конусних фрикційних муфт наведені у багатьох працях [1, 2]. Але кожна конструкція муфти в міру своїх конструктивних особливостей має характерну специфіку розрахунку та потребує серії експериментальних досліджень для встановлення раціональних значень конструктивно-силових параметрів і своєї функціональної здатності в певних умовах експлуатації.

Основним завданням наших досліджень було виявити залежність зміни крутного моменту, що передає муфта, від її конструктивно-силових параметрів. Зокрема від площі контакту і матеріалу опорних поверхонь півмуфт, сили тиску пружини, кута нахилу твірної конуса, а також визначити діапазон раціональних значень навантаження крутним моментом, при якому муфта стабільно функціонує.

Досліджувану модель муфти виготовлювали із врахуванням габаритів і посадкових розмірів стендового обладнання. Габаритні розміри муфти: довжина – 150 мм; діаметр – 200 мм. Матеріал – сталь марки 25ХГТ (термообробка поверхонь тертя: нітроцементация з подальшим гартуванням в маслі ($t = 840 - 860 \text{ }^\circ\text{C}$) і відпуском ($t = 180 - 200 \text{ }^\circ\text{C}$)), твердість 58–60 HRC). Жорсткість підтискної пружини $C = 6350 - 10350 \text{ Н/м}$. Матеріали пар тертя: сталь-сталь $f_t = 0,15$; сталь-сталь (змащування) $f_t = 0,06$; сталь-пресований азбест (феродо) $f_t = 0,3$; сталь-текстоліт (змащування) $f_t = 0,12$.

Навантажувальна здатність конусних фрикційно-запобіжних муфт значною мірою залежить від загальної площі контакту поверхонь півмуфт. Цей параметр можна описати таким параметром, як довжина робочої частини твірної конуса b . Згідно з розрахунковою схемою (рис. 3) вона дорівнює

$$b = \frac{(D_2 - D_1)}{\sin \alpha}, \quad (1)$$

де D_1, D_2 – діаметри, що описують робочу ширину конуса; α – кут нахилу твірної конуса.

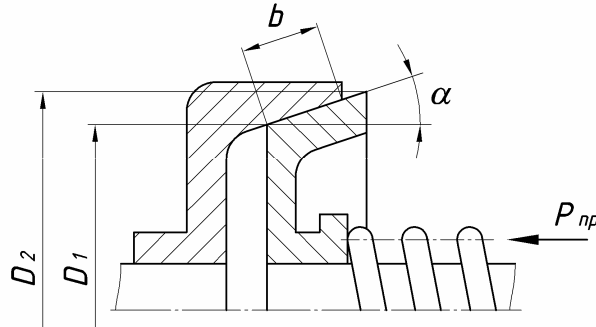


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення довжини робочої частини твірної конуса півмуфти

Силу тиску пружини можна подати залежністю

$$P_{np} = C(\Delta'_o + \Delta_n), \quad (2)$$

де C – жорсткість пружини; Δ'_o – попередня деформація (підтиск) пружини; Δ_n – поточна деформація пружини.

Для визначення сили тиску пружини, у цій конструкції муфти, можна також застосувати таку рівність [1]:

$$P_{np} = 0,5(D_1 + D_2)\pi b q \sin \alpha, \quad (3)$$

де q – середній питомий тиск між поверхнями тертя.

Розрахункове значення цієї величини можна знайти за залежністю

$$q = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n)}{0,5(D_1 + D_2)\pi b \sin \alpha}, \quad (4)$$

Під час розрахунку крутного моменту, що сприймають аналогічні конструкції конусних фрикційних запобіжних муфт, можна користуватись такою рівністю [1]:

$$T = \frac{P_{np} f_m (D_1 + D_2)}{4 \sin \alpha}, \quad (5)$$

де f_m – коефіцієнт тертя ковзання.

Проте з врахуванням залежностей (2), (3) розрахункове значення крутного моменту можна знайти за формулами

$$T = \frac{f_m C(\Delta'_o + \Delta_n) \cdot (D_1 + D_2)}{4 \sin \alpha}, \quad (6)$$

$$T = 0,125 \pi b q f_m \cdot (D_1^2 + 2D_1 D_2 + D_2^2), \quad (7)$$

Відповідно на рис. 4 і 5 зображені графічні залежності зміни крутного моменту, що сприймає муфта, від її конструктивно-силових характеристик згідно з числовими даними, отриманими методом обчислення теоретичних залежностей і за результатами експериментальних випробувань.

Аналізуючи отримані результати експериментальних досліджень, можемо констатувати, що ця конструкція муфти, залежно від співвідношення величини кута нахилу твірної конуса і кута тертя, може бути самогальмівною. Що є небажаним явищем під час використання її у відпо-

відальних вузлах і приводах машин і, щоб уникнути явища самогальмування, кут нахилу твірної конуса повинен бути більшим від кута тертя муфти. Це також значно полегшить процес вимкнення муфти та допоможе уникнути заклинювання. Кут нахилу твірної конуса півмуфти повинен знаходитися в межах $\alpha \geq 7-16^\circ$, залежно від матеріалу фрикційних частин, наявності змащувальних матеріалів у зоні контакту, кутової швидкості муфти та жорсткості підтискної пружини. Так для металевих поверхонь тертя рекомендованими значеннями є $\alpha \geq 7-10^\circ$, а при використанні неметалевих накладних дисків $\alpha \geq 11-16^\circ$. Недоліком конусних фрикційних муфт, як і в загальному всіх фрикційних муфт, є значне нагрівання поверхонь тертя під час пробуксовування. Для запобігання цього явища доцільно передбачувати для них пряме повітряне охолодження (рідинне значно знижує коефіцієнт тертя), або ж збільшувати відведення тепла через ребристі поверхні корпусу муфти.

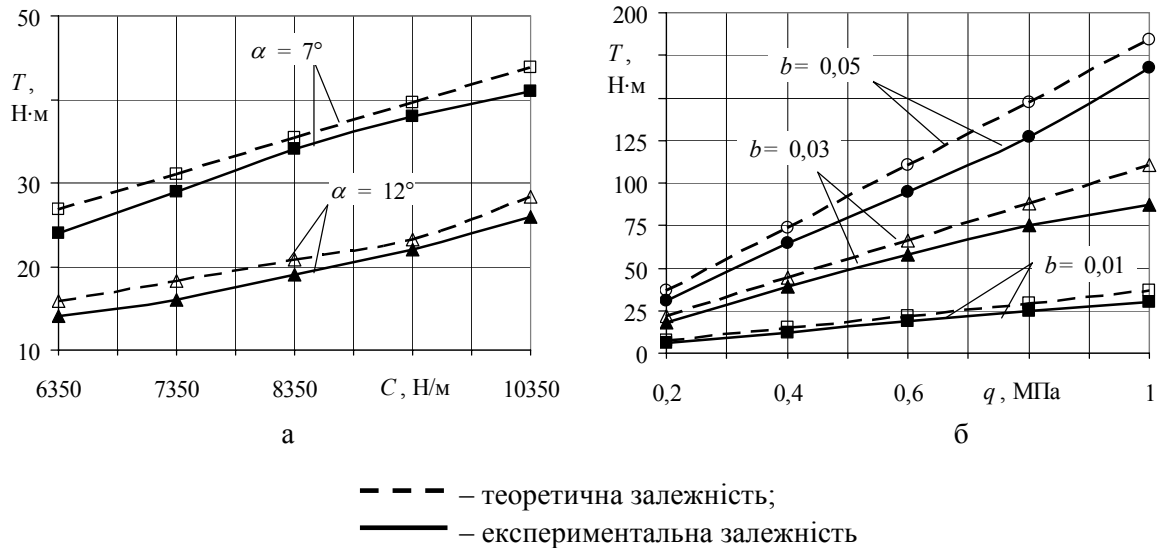


Рис. 5. Залежність зміни крутного моменту від жорсткості пружини при зміні значень кута нахилу твірної конуса (а), залежність зміни крутного моменту від питомого тиску на поверхні тертя при зміні довжини робочої частини твірної конуса (б)

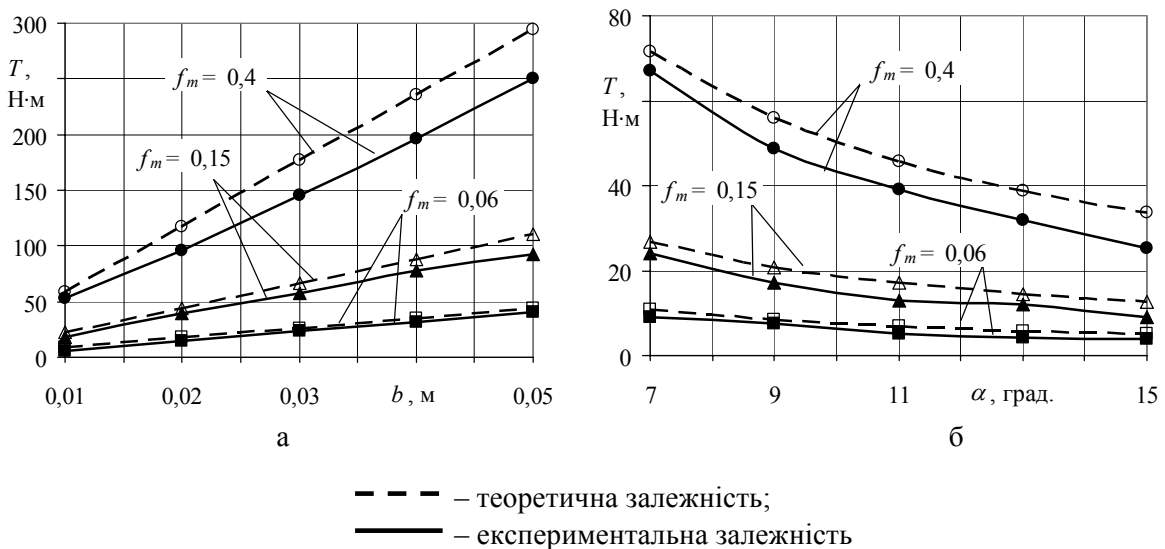


Рис. 6. Залежність зміни крутного моменту від довжини робочої частини твірної конуса при зміні значень коефіцієнта тертя; залежність зміни крутного моменту від кута нахилу твірної конуса при зміні значень коефіцієнта тертя (б)

Висновки. 1. Після проведених досліджень можна стверджувати, що найкращим в якості силової установки для випробувального стенда запобіжних механізмів є гідравлічна силова установка, яка дає можливість плавного регулювання крутного моменту, швидкості обертання вихідного вала, реверс обертання.

2. Досліджувана конусна фрикційно-запобіжна муфта залежно від співвідношення величини кута нахилу твірної конуса і кута тертя, може бути самогальмівною.

3. Кут нахилу твірної конуса півмуфти повинен знаходитися в межах $\alpha \geq 7-16^\circ$, залежно від матеріалу фрикційних частин, наявності змащувальних матеріалів у зоні контакту, кутової швидкості муфти та жорсткості підтискної пружини.

1. Павлице В.Т. *Основи конструювання та розрахунок деталей машин.* – К.: Вища шк., 1993. – 556 с. 2. Малащенко В.О. *Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку: Навч. посібник.* – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2006. – 196 с. 3. *Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; Под ред. В.Н. Прокофьева.* – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.

УДК 621.302:621.314.1

І.А. Вікович, Б.М. Дівесв. О.М. Дубневич, Я.П. Яворський
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра транспортних технологій

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРА ЗА ДОПОМОГОЮ ВІБРАЦІЙНИХ ДЕМПФЕРІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ПРОГРАМИ SOLID WORKS І МОДУЛЯ MOTION

© Вікович І.А., Дівесв Б.М., Дубневич О.М., Яворський Я.П., 2007

Використано підпрограму Solid Motion для моделювання динаміки зрівноважування ротора на симетричних пружних опорах двома вібраційними демпферами.

Solid Motion subprogram is used for the design of dynamics of balancing of rotor on symmetric resilient supports by two oscillation dampers.

Вступ. Ротори, які застосовують в машинах, переважно не є абсолютно зрівноважені, отже, є джерелом шкідливих вібрацій. Для зрівноважування роторів, в яких під час обертання змінюється дисбаланс, використовують пасивні балансири. Конструкцію, принцип дії і динаміку пасивних автобалансирів досліджували в [1–6]. Однак через проведення досліджень в аналітичному вигляді в роботах не вдалось дослідити низку задач, пов'язаних із дослідженням перехідних процесів системи, підбором величин параметрів системи, що забезпечують настання балансування за мінімальний проміжок часу тощо.

У цій роботі розглянуто комп'ютерне моделювання й аналіз динаміки ротора з конструктивною особливістю, що зрівноважується на ходу двома вібраційними демпферами (рис. 1 і 2). При цьому досліджується вплив функціонування вібраційних демпферів на швидкість настання автобалансування. Для цього використовується програма Solid Works (SW) корпорації Dassault Systemes (США) і її модуль, Motion.

Зазначимо, що програма Solid Works дає змогу моделювати динаміку зв'язаних абсолютно твердих тіл, зокрема підйомних механізмів, жорстких роторів разом з демпферами.

Наприклад, ця програма дає змогу в єдиному інтерфейсі користувача: проектувати об'єкт, що складається з безлічі деталей; досліджувати його динаміку в припущенні про абсолютну жорсткість окремих деталей; досліджувати міцність окремих деталей у припущенні про їх деформівність.