

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ ЖОРСТКОСТІ З'ЄДНУВАЛЬНИХ МУФТ З ОСЬОВОЮ УСТАНОВКОЮ ПРЯМИХ КАНАТІВ

На основі експериментів побудовані та проаналізовані графіки залежностей кута закручування канатних муфт від обертального моменту. Досліди виконувались при різних відстанях між напівмуфтами. На основі побудованих графіків визначена енергомісткість канатних муфт.

On the basis of experiments schedules of dependences of a corner of a twisting rope muffs from the rotating moment are constructed and analysed. Experiences were carried out at different distances between halfmuffs. On the basis of the constructed schedules it is defined power consumption rope muffs.

Ключові слова: муфта, канат, жорсткість, енергомісткість.

Вступ

Зв'язок роботи з основними науковими напрямками. Робота відноситься до області машинознавства і деталей машин. Виконання приводів машин з окремих агрегатів та складальних одиниць вимагає застосування з'єднувальних муфт для сполучення їх валів [1, 2]. Найчастіше в таких умовах застосовують компенсуючі, або пружно-компенсуючі муфти [3, 4].

Актуальність, практична значимість, мета і наукова новизна роботи

Розвиток пружно-компенсуючих муфт, у відповідності до закону прогресивного розвитку техніки відбувається в напрямку підвищення довговічності, демпфуючої та компенсуючої здатності і ремонтпридатності. Муфти з канатними пружними елементами, за рахунок своїх переваг, здатні забезпечити ріст вказаних характеристик. Канатні муфти характеризуються високою навантажувальною здатністю та довговічністю за рахунок високої міцності канатів, високою компенсуючою здатністю за рахунок високої гнучкості канатів, високою демпфуючою здатністю за рахунок конструкційного демпфування канатів [5-9]. До переваг відноситься також технологічність пружного елемента, оскільки канатне виробництво знаходиться у світі на високому рівні, зменшення періодичності та спрощення нагляду і мащення, оскільки мастилом просочене осердя каната. Крім цього, канатні пружні елементи можуть бути виготовлені з неліквідів канатних заводів та утилізовані після відбракування з вантажопідійомних машин за рахунок застосування в муфтах.

Системних робіт в галузі муфт з канатними пружними елементами на сьогодні не створено, а їх характеристики не досліджені, що стримує впровадження. Дослідження характеристик канатних муфт в умовах сучасного росту вимог до приводів машин з огляду на їх переваги є актуальним і практично значимим.

Однією з основних характеристик муфти, яка визначає динаміку приводу, є крутильна жорсткість. Дослідження жорсткості муфт з осьовою паралельною установкою канатів прямолінійної форми становить головну мету даної роботи. Її наукова новизна характеризується вперше виконаним експериментальним дослідженням статичної жорсткості таких муфт.

Аналіз стану проблеми і постановка задачі дослідження

Жорсткість муфт з канатними пружними елементами обумовлена жорсткістю канатів використаних в якості пружних елементів. В муфті з осьовою паралельною установкою канатів прямолінійної форми (рис. 1) відстань між напівмуфтами є одного порядку з діаметром каната, кінці якого жорстко закріплені. Канати при роботі муфти працюють на згин, кручення і розтягнення. На початковому етапі роботи муфти, коли канати незіжнуті через відсутність наташіння, має місце їх малий вільний згин, який змінюється згином невеликим при їх розтягненні і закручуванні. При цьому обертання муфти може відбуватися в напрямку закручування або розкручування канатів.

Єдиної методики визначення згинальної жорсткості сталевих канатів до теперішнього часу не створено. Це пояснюється тим, що жорсткість канатів обумовлена пружною жорсткістю, трибожорсткістю, жорсткістю від опору пластичним деформаціям в точках контакту дротин, причому, загальна картина цих складових дуже складна і мало досліджена. Так, теоретичні дослідження пружної жорсткості канатів виконані професорами М. Ф. Глушко [8], І. М. Чаюном [9], С. Т. Сергеевим та ін., а експериментальні дослідження згинальної жорсткості канатів – професорами Б. С. Ковальським, В. А. Малиновським [5–7] та ін. В той же час, при проведенні вказаних експериментів, умови навантаження канатів відрізнялися від таких умов при роботі їх у муфтах [10], що не дозволяє застосовувати отримані по канатах результати до муфт. Тому, найбільш повно жорсткість канатних муфт може бути оцінена за рахунок виконання експериментальних досліджень, які становлять головну задачу даної роботи.

Розв'язання поставленої задачі

Експерименти виконували над муфтою виготовленою за рис. 1 із діаметром розташування канатів $D = 59$ мм, при відстанях між напівмуфтами $l = 30, 20, 15, 10$ і 6 мм.

В якості пружних елементів були використані нові канати хрестової правої звивки типу ТК конструкції $6 \times 19 + \text{о.с.}$ ГОСТ 3067. Діаметр кожного з чотирьох канатів ($z = 4$) $d_k = 5,2$ мм, діаметр дротів $\delta = 0,34$ мм, розривне зусилля не менше $F_0 = 15200$ Н, площа перерізу всіх дротів в канаті $S = 12,15$ мм².

Канати закріплені в осьових отворах діаметром 6,8 мм фланців напівмуфт болтами М8, що встановлені в їх радіальні різьбові отвори. Дослідження виконували за рахунок навантаження муфти на спеціальному дослідному стенді обертальним моментом і замірів кута повороту однієї напівмуфти φ при жорстко закріпленій іншій напівмуфті. Закручування муфти виконували в напрямку закручування (рис. 2, а, б) та розкручування (рис. 2, в, г) канатів.

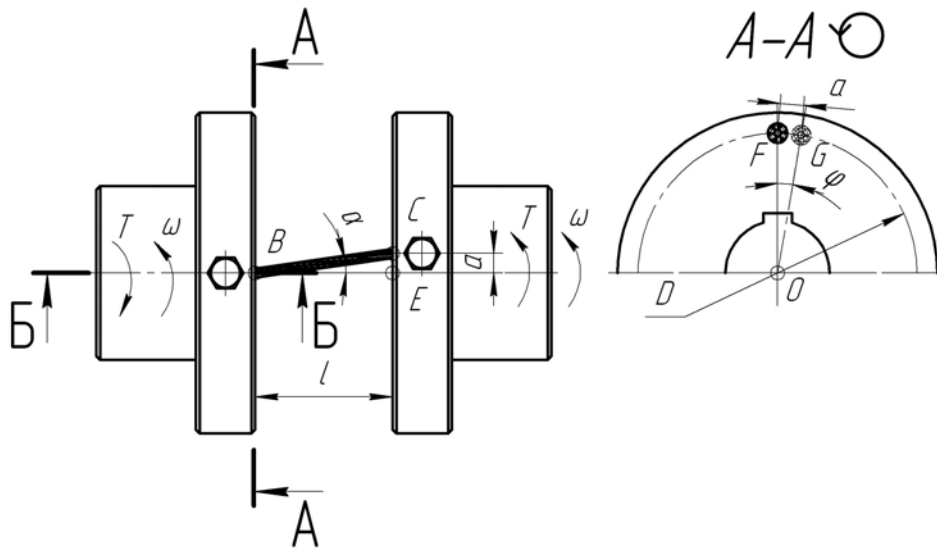


Рис. 1. Схема муфти з осью паралельною установкою канатів прямолінійної форми

На рис. 3 і рис. 4 представлені графіки залежності кута повороту φ від обертального моменту T для відстаней між напівмуфтами, відповідно $l = 30, 20, 15, 10$ і 6 мм. На вказаних рисунках криві побудовані суцільною лінією у випадку, коли напрямки закручування муфти і звивки сталок у канатах співпадають, а штриховою лінією – коли ці напрямки протилежні. Для порівняння осью ліній нанесені графіки зміни кута повороту отримані з розрахунків жорсткості муфти [14] в припущенні, заснованому на дослідях П.П. Нестерова, С.Т. Сергеева та ін [7, 8], що жорсткість кожного каната рівна сумарній жорсткості ΣEI всіх його дротів.

Як видно з графіків, жорсткість муфти при обертанні в напрямку закручування канатів (далі – додатній напрямку) більша, ніж в напрямку розкручування канатів (далі – від'ємний напрямку). Пояснити це явище можна наявністю трибожорсткості від тертя між собою дротів і сталок. Очевидно, що при обертанні в додатньому напрямку, муфта буде характеризуватися більшою демпфуючою здатністю, оскільки при цьому між дротами і сталками буде найбільше розсіяння енергії коливань за рахунок тертя. Вказані обставини дозволяють рекомендувати такі муфти для установки в приводах нереверсивних, або які реверсуються під малим навантаженням чи без нього, наприклад у приводах подачі стругальних, довбальних, повздовжньо- та карусельно-фрезерних верстатів, елеваторів, рольгангів та ін.

Пологе зростання кривої жорсткості у нижній частині характеристики муфт при відстанях між напівмуфтами $l = (5 \dots 2,5)d_k$ (рис. 3) обумовлене поступовим натягненням незімкнутого каната на початковому етапі навантаження муфти до щільного зчеплення дротів між собою і появи трибокомпоненти жорсткості, що відповідає верхній частині характеристик. За малих відстаней ($l = (2 \dots 1)d_k$) (рис. 4) між напівмуфтами жорсткість зростає швидше, оскільки за рахунок малої довжини зімкнення каната через зчеплення дротів виникає раніше, що призводить до швидкого росту трибожорсткості. При аналізі верхньої частини характеристик муфт можна побачити, що жорсткість з ростом навантаження стабілізується, що обумовлено зімкненням каната і жорстким зчепленням дротів і сталок між собою при рості навантаження.

Невелика різниця між сумарною жорсткістю дротів ΣEI та жорсткістю муфти на рис. 3 при $l = (5 \dots 2,5)d_k$ в нижній частині характеристик пояснюється тим, що канати в таких умовах при навантаженні муфти зберігали пряму вісь, деформуючись тільки в місцях закріплення у напівмуфтах.

При невеликих відстанях між напівмуфтами (рис. 4) мало місце викривлення осі каната, що супроводжувалося депланаціями поперечних перетинів каната [8] за рахунок відносних зміщень його елементів, внаслідок чого виникло зменшення їх пружної згинальної жорсткості та, як наслідок, крутильної жорсткості муфти.

При максимальному куті закручування муфти кожен з канатів розтягується силою F_n :

$$F_n = \frac{T(4l^2 + D^2 \sin^2 \varphi)}{zD^2 \sin \varphi} \quad (2)$$

При цьому запас міцності каната на розрив:

$$z_p = \frac{F_0}{F_n} \quad (3)$$

Та напруження розтягнення в дротах:

$$\sigma_p = \frac{F_H}{S}. \quad (4)$$

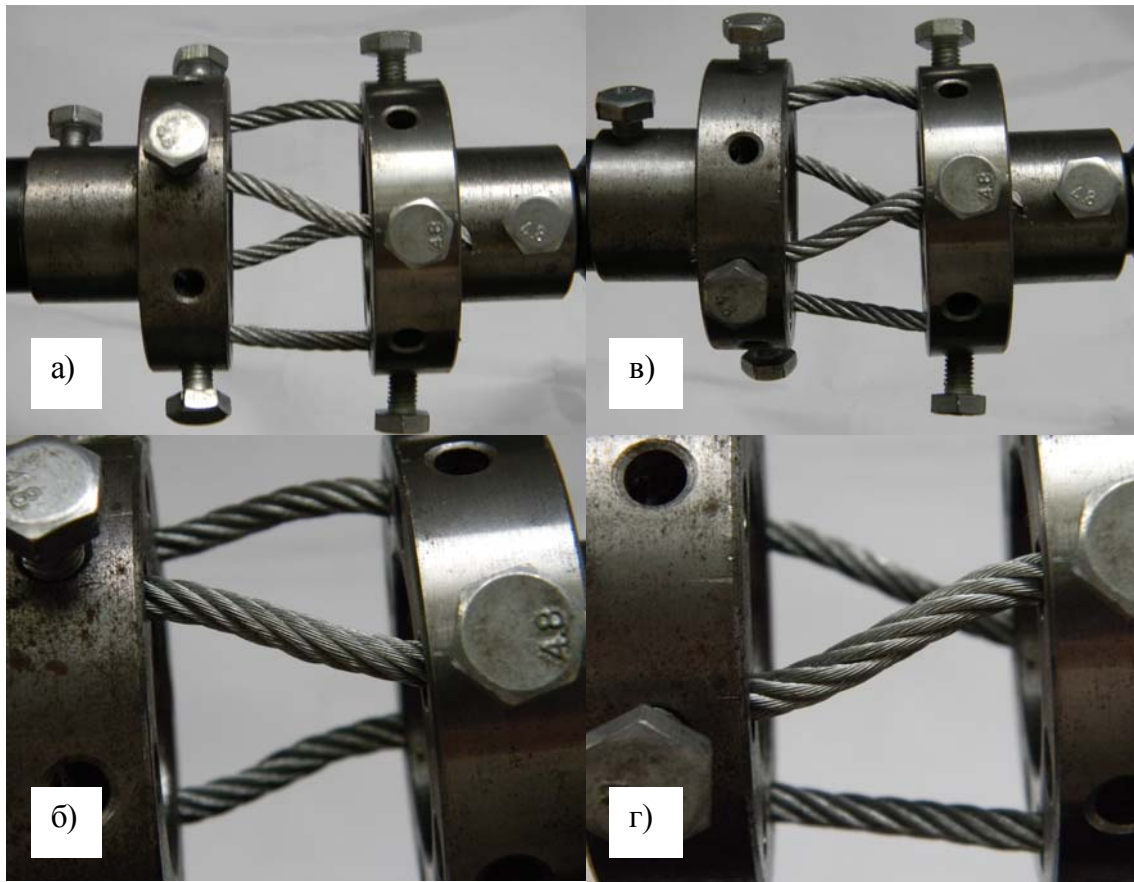


Рис. 2. Муфти навантажені обертальним моментом в напрямку закручування (а, б), та розкручування (в, г) канатів

Осьова сила, що діє на напівмуфти (з розгляду трикутників *BCE* і *OFG* на рис. 1:

$$F_o = \frac{4Tl}{D^2 \sin \varphi}. \quad (1)$$

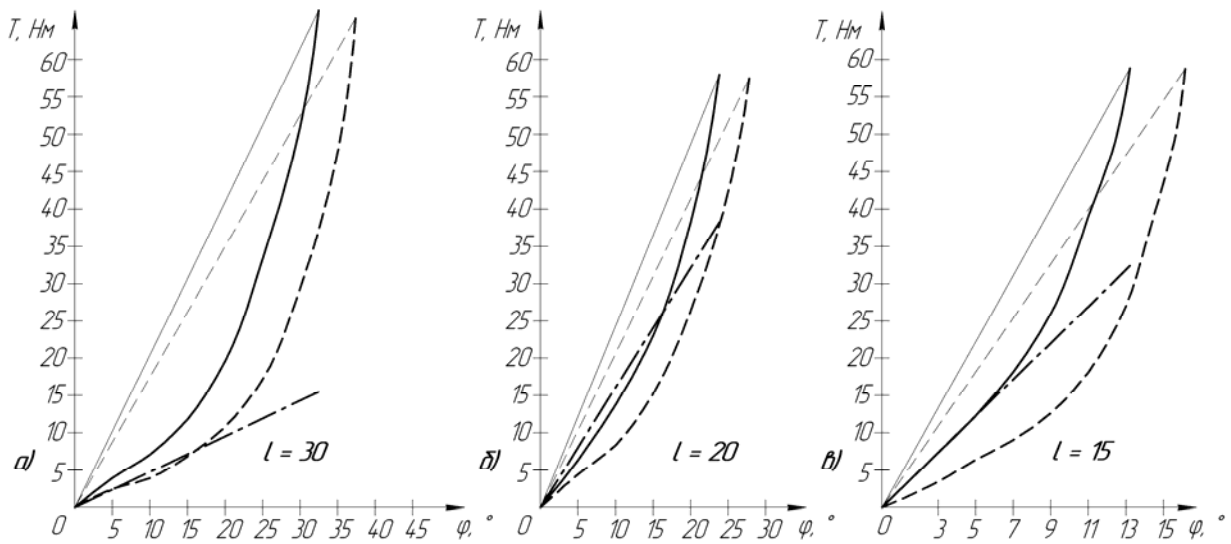


Рис. 3. Графік зміни кута закручування муфти φ від обертального моменту T для відстаней між напівмуфтами $l = 30$ мм (а), $l = 20$ мм (б) та $l = 15$ мм (в)

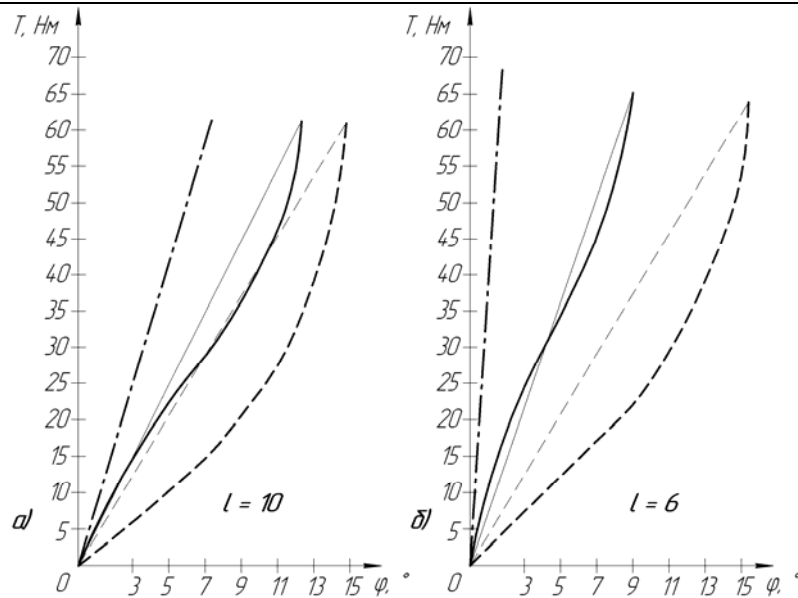


Рис. 4. Графік зміни кута закручування муфти φ від обертового моменту T для відстаней між напівмуфтами $l = 10$ мм (а) та $l = 6$ мм (б)

Результати розрахунків за формулами (2) і (3) по даних графіків рис. 3 і 4 наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Сили натягіння, запаси міцності та напруження в канатах муфт

Відстань l , мм	Напрямок обертання	Максимальна сила натягіння F_n , Н	Запас міцності z_p	Максимальна осьова сила на напівмуфтах F_o , Н	Напруження σ_p , МПа
30	+	1364	11,14	2085	112,26
	-	1257	12,09	3240	103,46
20	+	1114	13,65	3277	91,69
	-	1050	14,48	2839	86,42
15	+	1329	11,43	4444	109,38
	-	1193	12,74	3689	98,19
10	+	1139	13,34	3238	93,74
	-	1072	14,18	2708	88,23
6	+	1087	13,98	2732	89,46
	-	1134	13,40	1636	93,33

Кут повороту напівмуфт в припущенні, що замість канатів встановлені суцільні стрижні [4]:

$$\varphi = \frac{Tl^3}{3EJ_z D^2} \tag{5}$$

Для натягнутих канатів добуток EI застосовувати не можна [7– 9], тому в формулу (3) підставимо зведену жорсткість каната G :

$$\varphi = \frac{Tl^3}{3GzD^2}, \tag{6}$$

або

$$G = \frac{Tl^3}{3\varphi z D^2}. \tag{7}$$

Жорсткість каната в умовах малого згину за формулою проф. Б.С. Ковальського (без урахування трибоскладової) [7]:

$$B_1 = k^2 d_k^2 F_n, \tag{8}$$

де d – діаметр каната;

F_n – сила натягіння каната;

k – коефіцієнт (для канатів ТК 6×19, $k = 1,7 \dots 1,9$).

Жорсткість каната як щільно звитої пружини за формулою проф. М.Ф. Глушко [8]:

$$B_2 = a_1 \delta^4 (a_2 + a_3 \sigma_p), \tag{9}$$

де δ – діаметр дротів;

$a_{1,2,3}$ – розрахункові коефіцієнти, що залежать від конструкції канатів (для канатів ТК 6×19

$a_1 = 12600, a_2 = 1, a_3 = 0,104$).

Результати розрахунків за формулами (7)... (9) на основі експериментальних даних графіків рис. 3 і 4 та табл. 1 наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Жорсткість канатів в муфтах

Відстань l , мм	Напрямок обертання	Жорсткість при максимальному навантаженні, Нмм ²		
		Зведена G визначена експериментально	B_1 за Б.С. Ковальським	B_2 за М.Ф. Глушко
30	+	75783	106591	21296492
	-	65065	98229	19720471
20	+	26520	87054	17739937
	-	22731	82053	16817089
15	+	20655	103856	20837695
	-	17071	93228	17194392
10	+	6694	89008	18098920
	-	5578	83772	17134045
6	+	2041	84944	17349434
	-	1212	88617	18027124
Сумарна жорсткість дротів каната $\sum EI = E \times 6 \times 19 \frac{\pi d^4}{64} = 15704 \text{ Нмм}^2$				

Результати розрахунку жорсткості канатів, наведені в табл. 2, підтверджують відмінність умов роботи канатів в муфтах від інших випадків їх застосування і ілюструють явище депланції їх поперечних перетинів при значному викривленні осі при згині.

У випадку наближеної лінійної апроксимації отриманих експериментальних кривих жорсткості (тонкі прямі лінії на рис. 3 та рис. 4) і застосування формули проф. Б.С. Ковальського (8) можна уточнити значення коефіцієнта k :

$$k = \sqrt{\frac{B_1}{d_k^2 F_H}} \quad (10)$$

та середню жорсткість муфти:

$$C = \frac{57,3T}{\phi} \quad (11)$$

Результати розрахунків за формулами (10) та (11) зведені в табл. 3.

Як відомо [3, 4, 11, 12], енергоємність муфти – це максимальна кількість потенційної енергії, яку вона може акумулювати при максимальній деформації. Цей показник можна використовувати для якісного аналізу муфт [4] і визначити за отриманими графіками зміни жорсткості муфт:

$$A = \frac{Sxy}{57,3} \text{ Нм/рад}, \quad (11)$$

де S – площа, що обмежена кривою навантаження, віссю абсцис та віссю ординат, мм²;

$x = 0,5$ (рис. 2 а, б) та $0,2$ град/мм (рис 3, в та рис. 4) – масштаб по осі ϕ ;

$y = 0,5$ Нм/мм – масштаб по осі T .

Площі S визначали за рахунок вимірювання при побудові графіків в системі КОМПАС-3D і наближено перевіряли за рахунок апроксимації криволінійної фігури трикутником. Результати розрахунків енергоємності зведені в табл. 4.

Таблиця 3

Середня жорсткість муфт та значення коефіцієнта k

Відстань l , мм (відносна відстань l/d_k)	30 (5,76)		20 (3,85)		15 (2,88)		10 (1,92)		6 (1,15)	
	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
Середня жорсткість муфт C , Нм/рад	117,3	110,7	138,5	118,7	255,6	211,3	279,6	233	394,7	234,4
Коефіцієнт k	1,24	1,19	0,81	0,78	0,66	0,63	0,40	0,38	0,23	0,17

Дані табл. 4 підтверджують, що енергоємність залежить від об'єму пружних елементів, але також можна констатувати, що для канатних муфт з малими відстанями між напівмуфтами енергоємність значною мірою обумовлена триборжорсткістю канатів, оскільки об'єм пружних елементів тут найменший, а енергоємність має значну величину. Слід також відзначити, що досліджувані муфти характеризуються значною енергоємністю. Так, наприклад, муфта з гумовими брусками, що досліджена в роботі [15], при приблизно вдвічі більших розмірах має енергоємність $A = 12,4$ Нм/рад, порівнювану з енергоємністю

досліджуваних муфт, що підтверджує перспективність застосування канатів в пружних муфтах і дозволяє виконувати такі муфти більш компактними.

Таблиця 4

Енергоємність досліджуваних муфт

Відстань l , мм	Напрямок обертання	Площа S , мм ²	Енергоємність A , Нм/рад
30	+	2564	11,19
	-	2383	10,39
20	+	2178	9,50
	-	1975	8,60
15	+	2726	4,75
	-	2566	4,48
10	+	3266	5,70
	-	2832	4,94
6	+	2876	5,02
	-	3195	5,57

Висновки

На основі виконаних досліджень можна констатувати наступне:

1. Статичні характеристики муфт з осью паралельною установкою канатів мають нелінійний характер.

2. Жорсткість муфти при обертанні її в напрямку закручування канатів більша ніж при обертанні в напрямку їх розкручування.

3. Муфти з усіма канатами однакового напрямку звивки слід встановлювати в приводах нереверсивних або які реверсуються під малим навантаженням, щоб запобігти розкручуванню канатів. В інших випадках треба встановлювати канати різного напрямку звивки в шаховому порядку.

4. При відстанях між напівмуфтами $(5...2,5)d_k$ характеристика полога, канати мають пряму вісь, а на жорсткість муфти на початковому етапі навантаження основний вплив має сумарна згинальна жорсткість дротів каната ΣEI .

5. При відстанях між напівмуфтами $(2...1)d_k$ характеристика муфти більш крута ніж при великих відстанях, має місце викривлення осі канатів, яке супроводжується депланацією їх поперечних перетинів, і жорсткість муфти при цьому набагато менше від сумарної жорсткості всіх дротів.

6. Муфти з канатами одного напрямку звивки слід встановлювати в нереверсивних приводах або, які реверсуються без навантаження, в інших випадках треба встановлювати муфти з канатами різного напрямку звивки.

7. Канатні муфти мають значну енергоємність, що робить їх більш компактними ніж інші типи муфт.

Напрямки подальших досліджень:

1. Вплив радіальних, осьових та кутових зміщень на жорсткість муфти.
 2. Жорсткість закріплення канатів у напівмуфтах і її вплив на характеристику муфти.
 3. Жорсткість муфт при застосуванні канатів відбракованих з підйомно-транспортних машин (обтягнутих і частково зношених).

4. Вплив умов експлуатації та мащення канатів на жорсткість муфт.

5. Динамічна жорсткість муфт.

6. Жорсткість муфт з канатами різного напрямку звивки.

7. Довговічність муфт залежно від умов експлуатації.

8. Демпфуюча здатність муфт.

9. Допустима частота обертання муфт.

10. Коефіцієнт корисної дії муфт.

11. Напружений стан, статична та втомна міцність фланців напівмуфт в умовах змінних режимів роботи привода.

Література

1. Техническая механика и детали машин / [Каценеленбоген И. В., Попов А. А., Столбин Г. Б., Яковлев Н. А.]; Под ред. Г. Б. Столбина. – М.: Машгиз, 1949. – 675 с.
2. Павлов Я. М. Детали машин./ Павлов Я. М. – М.: Машиностроение, 1969. – 448 с.
3. Решетов Д. Н. Детали машин. / Решетов Д. Н. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / Малащенко В. О. – Львів: Вид-во національного університету «Львівська політехніка», 2009. – 208 с.
5. Ковальський Б. С. Внутреннее трение при колебаниях каната / Б. С. Ковальский, А. И. Жиряков // Стальные канаты. – 1968. – Вып. 7. – С. 84–93.
6. Малиновский В. А. Изгибная жесткость и потери на внутреннее трение в стальных канатах / В. А.

Малиновский // Вестник машиностроения. – 1984. – № 6. – С. 36-40.

7. Малиновский В. А. Стальные канаты. Часть 1: Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования / Малиновский В. А. – Одесса: Астропринт, 2001. – 188 с.

8. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты / Глушко М. Ф. – К.: Техніка, 1966. – 327 с.

9. Чаюн И. М. Несущая способность подъемных канатов и лент / Чаюн И. М. – Одесса: Астропринт, 2003. – 236 с.

10. Проценко В. О. Напряжки дослідження сталевих канатів для оцінки характеристик пружно-компенсуючих канатних муфт / В. О. Проценко // Перспективные научные исследования '2010: материалы 6-й Междунар. науч. – практ. конф. – София: «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2010. – Т. 14. – С. 10– 14.

11. Поляков В. С. Исследование брусковой муфты в условиях статического нагружения / В. С. Поляков, Л. С. Лефтеров // Труды ленинградского ордена Ленина политехнического института имени М. И. Калинина. – 1965. – № 254. – С. 19– 27.

12. Прикладная механика. Лабораторный практикум / [В. Ф. Мальцев, И. Ф. Сорока, В. И. Крупский и др.]. – К. – Одесса: Вища школа, 1988. – 176 с.

Надійшла 21.9.2010 р.

УДК 621.81:(621.891+620.194)

В.С. КУРСКОЙ І. М. ПАСТУХ

Хмельницький національний університет

РЕЗУЛЬТУЮЧА СИЛА ПРУЖНОГО КОНТАКТУ МІКРОЕЛЕМЕНТІВ ПОВЕРХНІ

Визначена сила пружного контакту двох мікроелементів поверхні, виходячи з моделі еліптичних параболоїдів, кутові параметри просторової орієнтації вектора сили.

Estimated force resilient contact of two microelements of surface, coming the model of elliptic paraboloids from, angular parameters orientations spatial vector of force.

Ключові слова: пружний контакт, рівнодійна сила.

Вступ та постановка задачі

Однією з найсуттєвіших складових розв'язку задачі пружного контакту двох мікроелементів на базі моделі еліптичних параболоїдів [1–3] є визначення результуючої сили пружної взаємодії, що дозволить в майбутньому не лише аналізувати характеристики міцності та жорсткості реального контакту, але й прогнозувати його поведінку в умовах динамічного навантаження. Аналітичні залежності, котрі в повній мірі характеризують вектор рівнодійної контактних напружень як за модулем, так і за орієнтацією, в подальшому можуть бути використаними для вирішення ймовірнісної задачі розрахунку сукупної сили пружного контакту в нормальному та тангенціальному напрямках. В свою чергу, наявність подібних матеріалів відкриває шлях до аналізу зміни тангенційної жорсткості стику, тобто до прогнозування працездатності фретинг-контакту аж до стану його розкриття.

Задача визначення модуля сили пружного контакту

Для спрощення розв'язку задачі [4], не порушуючи умов контакту, доцільно розташувати центр параболоїда матриці так, щоб він співпадав з початком координат, а його головні осі співпадали з осями координат. Тоді рівняння параболоїда матриці матиме канонічний вигляд, в той час як параболоїд пуансона буде не лише повернуто відносно системи координат на певний кут α_p , але й зміщено в основній системі координат з відповідними поправками до напрямків прикладення сил.

Розв'язок задачі контактування починається з перевірки наявності перетину конкретної пари мікроелементів профілю, яка виконується виходячи з міркувань про цілком визначені їх геометричні характеристики – висота та величина ексцентриситету. Якщо на заданому інтервалі координат Z , які відповідають висотам параболоїдів, система рівнянь, що описують ці параболоїди, не має спільного розв'язку, то точок перетину немає. У випадку наявності точок перетину наступним кроком буде визначення лінії перетину фігур.

Лінія взаємного проникнення двох еліптичних параболоїдів визначається розв'язком системи рівнянь:

$$\begin{cases} z = \frac{(x)^2}{a} + \frac{(y)^2}{b} \\ z = -\frac{(x_\alpha - \Delta x)^2}{c} - \frac{(y_\alpha - \Delta y)^2}{d} + \Delta z \end{cases}, \quad (1)$$

де a, b, c, d – коефіцієнти відповідно матриці та пуансона,

$\Delta x, \Delta y, \Delta z$ – зміщення пуансона відносно матриці по осях x, y та z відповідно,