з'єднань. А з виразу (13) можна отримати, що $\frac{h}{d} = 0{,}8$ або $h = 0{,}8d$, що відповідає висоті гайок. Це дозволяє виготовляти різьбові з'єднання із заданими характеристиками міцності для відповідних умов навантаження.

Список літератури

1. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов [Текст] / М.Н. Иванов. – Изд. перераб., М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.
2. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник [Текст] / В.Т. Павлище. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
3. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов [Текст] / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

Andriy Nevdaha, **Assoc. Prof., PhD tech. sci., Viktor Dubovik, Assoc. Prof., PhD tech. sci.**
Kirovograd National Technical University, Kropivnitskiy, Ukraine

Calculation of the strength of threaded connections

The paper studies metric threaded connections which allow to calculate the coefficient of completeness thread. This makes it possible to increase the strength of threaded connections and as a result increase the reliability of the site and the car in general.

The calculations take into account that the force is distributed over the surface of the coil and attached to the center of gravity of its working surface. This took into account the efforts that destroys the body bolt and screw thread cut power and effort slice spiral nuts.

From these equations for cut turns the bolt and nut factor determined completeness thread. As a result of the research were obtained conditions rivnomitsnosti rod bolt and nut thread. With relations for metric standard thread and the same material bolt nuts and nut height determined which corresponds to the height standard screws.

connection, thread, bolt, nut, strength

Одержано 04.11.16

УДК 621.825.5/.7

В.О. Проценко, доц., канд. техн. наук, О.Ю. Клементьєва, асп.
Херсонська державна морська академія, м.Херсон, Україна
E-mail: eseu@ukr.net

Деформації канатів у муфтах від неспіввісності з урахуванням їх закріплення

В статті виконані теоретичні дослідження видовження канатів сполучних муфт від неспіввісності поєднаних валів. Розглянуте вирішення задачі для випадків шарнірного та жорсткого закріплення канатів у напівмуфтах. Встановлено, що жорстке закріплення канатів спричиняє їх додатковий натяг. Показано, що в муфтах з тангенціальним розташуванням канатів додатковий натяг при їх жорсткому закріпленні менший ніж у муфтах з канатами хордального розташування.

муфта, канат, розподіл, навантаження, неспіввісність, закріплення

© В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва, 2016

В.А. Проценко, доц., канд. техн. наук, О.Ю. Клементьева, асп.
Херсонская государственная морская академия, г.Херсон, Украина

Деформации канатов в муфтах от несоосности с учетом их закрепления

В статье выполнены теоретические исследования удлинения канатов соединительных муфт от несоосности соединяемых валов. Рассмотрено решение задачи для случав шарнірного и жесткого закрепления канатов в полумуфтах. Установлено, что жесткое закрепление канатов приводит к их дополнительному натяжению. Показано, что в муфтах с тангенциальным расположением канатов дополнительное натяжение при их жестком закреплении менше чем у муфт с канатами хордального расположения.

муфта, канат, распределение, нагрузка, несоосность, закрепление

Постановка проблеми. Сучасні тенденції до побудови ресурсоощадних технологій та машин, в тому числі сільськогосподарських, вимагають розроблення уточнених методів їх розрахунків. Це стає можливим при розробленні розрахункових методик, що враховують дійсні умови роботи об'єкта розрахунків. Особливо актуальними та важливими вказані проблеми є для муфт приводів, оскільки більшість з них є складними та коштовними елементами, що мають необґрунтовано завищені запаси міцності.

Аналіз виконаних досліджень та постановка завдання. Муфти з канатними пружними елементами [1] мають достаньо просту конструкцію та порівняно дешеві за рахунок застосування в якості пружних деталей поширених елементів – сталевих канатів. Цим обумовлені їх головні переваги, проте методи розрахунку таких муфт насьогодні досліджені недостатньо. Зокрема має резерв для дослідження процес передавання муфтами навантаження в умовах не співвісності, зокрема радіальної. Тому метою даної роботи є оцінка впливу неспіввісності напівмуфт на деформації канатів муфт з урахуванням їх закріплення.

Виклад основного матеріалу. Будова муфт, що розглядатимуться у роботі зрозуміла з рис. 1. за одним уточненням, що канати в них можуть розташовуватися в напівмуфтах хордально (обидва кінці їх закріплені на колі одного діаметру) та тангенціально (кінці закріплені на колах різних діаметрів).

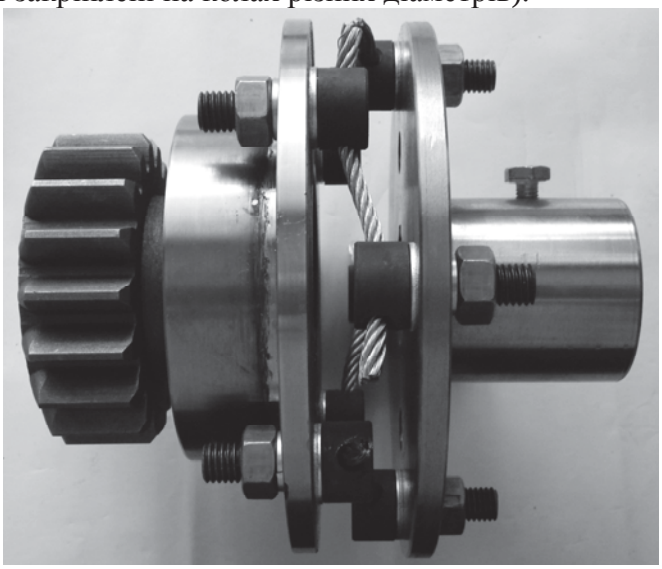
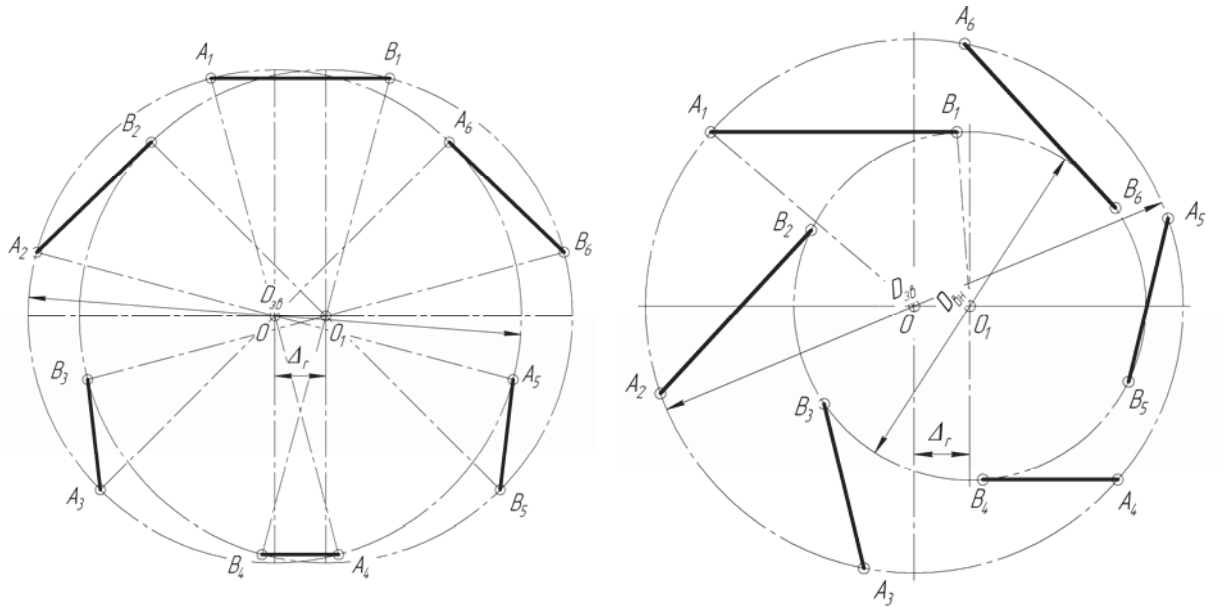


Рисунок 1 – Муфта з канатами хордального розташування

За наявності радіальної неспіввісності Δ_r канати муфт будуть працювати у нерівних умовах, про що наочно свідчать зокрема дані рис. 2.



а) б)

Рисунок 2 – Схема роботи муфт з торцевою установкою канатів хордального (а) та тангенціального (б) розташування в умовах радіальної неспіввісності

Для обчислення деформації канатів муфт при шарнірному їх закріпленні у напівмуфтах застосуємо аналогію – вважатимемо муфту сукупністю чотиришарнірних механізмів зі змінною довжиною ланки *AB*. При цьому ведучою напівмуфтою є ланка *OA*, веденою – ланка O_1B, канатом – ланка *AB*, відстань OO_1 адекватна радіальній неспіввісності Δ_r.

Задачу обчислення довжин канатів (ланок *AB*) кожного миттєвого механізму вирішували методом замкнених векторних контурів [2]. Для застосування цього методу уявимо кінематичну схему чотиришарнірного механізму у вигляді замкненого векторного контура AOO_1B (рис. 3), для якого можна записати векторне рівняння:

$$\vec{V}_1 + \vec{V}_2 = \vec{V}_3 + \vec{V}_4, \qquad (1)$$

де $\vec{V}_1 = OA$ – радіус ведучої напівмуфти;

$\vec{V}_2 = L_{кі}$ – довжина каната;

$\vec{V}_3 = \Delta_r$ – радіальна неспіввісність;

$\vec{V}_4 = AB$ – радіус веденої напівмуфти.

Після проектування рівняння (1) на осі координат та перетворень отримаємо:

$$V_2 = \sqrt{(V_3 + V_4 \cos\varphi_{вні} - V_1 \cos\varphi_{вчі})^2 + (V_4 \sin\varphi_{вні} - V_1 \sin\varphi_{вчі})^2}\,. \qquad (2)$$

Для знаходження кутів $\beta_{ші}$ нахилу осей канатів до радіуса веденої напівмуфти *OB* використовували метод змінюваних трикутників [3]. При цьому, після розгляду трикутників OA_1O_1 та $O_1A_1B_1$ (рис. 3) за рахунок застосування теореми косинусів отримали:

$$\cos\beta_{ші} = \frac{AB^2 + OB^2 - AO^2 - OO_1^{\,2} + 2AO \times OO_1 \times \cos\varphi_{вчі}}{2AB \times OB}\,. \qquad (3)$$

Далі виконували застосування отриманих формул для конкретних конструкції муфт з хордальним та тангенціальним розташуванням канатів (рис. 4).

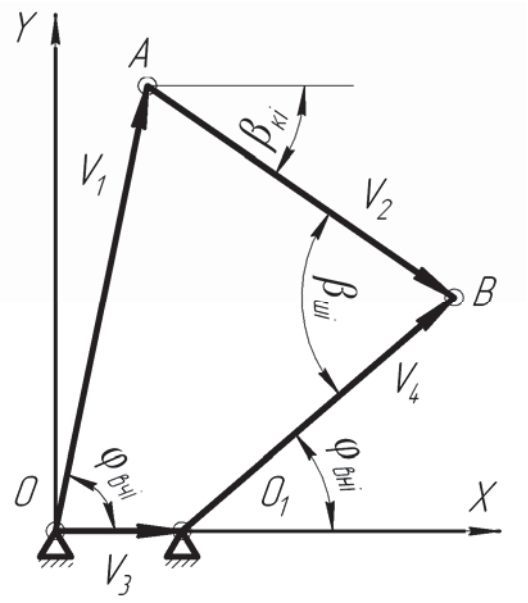
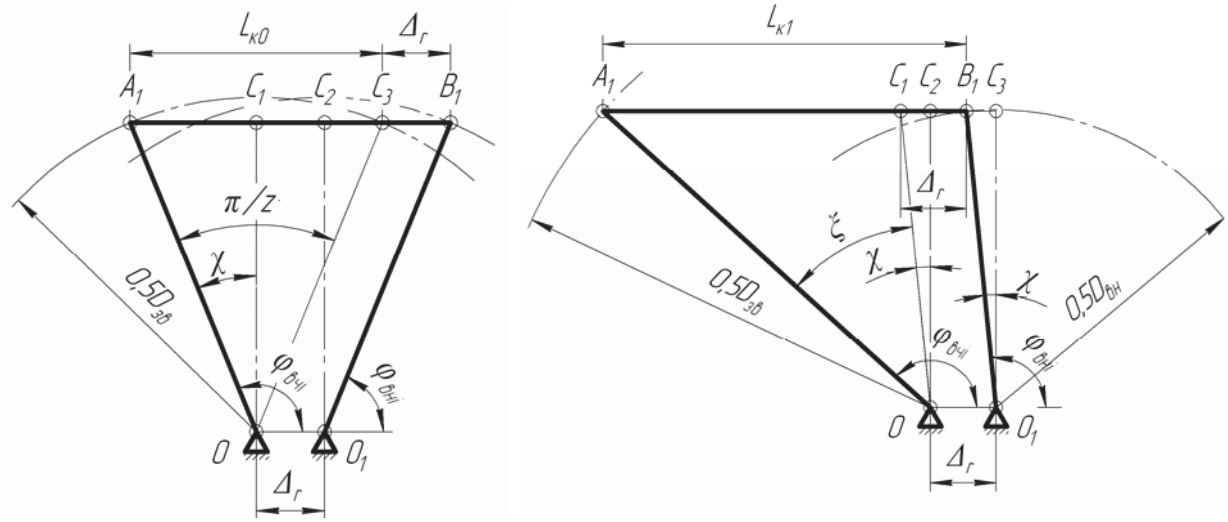


Рисунок 3 – Схема замкненого векторного контура чотиришарнірного механізму



а) б)

Рисунок 4 – Схема до розрахунку параметрів муфти з канатами хордального (а) та тангенціального (б) розташування в умовах радіальної неспіввісності

Для муфти з канатами хордального розташування отримано вирази для обчислення довжини каната, а також кутових координат точок закріплення канатів (центрів затискних елементів) на ведучій напівмуфті (A_i) $\varphi_{вчі}$, та на веденій (B_i) - $\varphi_{вні}$:

$$L_{кі} = \sqrt{\left[\Delta_{гі} + 0,5D_{зв}(\cos\varphi_{вні} - \cos\varphi_{вчі})\right]^2 + \left[0,5D_{зв}(\sin\varphi_{вні} - \sin\varphi_{вчі})\right]^2}\,, \quad (4)$$

$$\cos\beta_{ші} = \frac{L_{кі}^{\,2} - \Delta_г^{\,2} + 2D_{зв}\Delta_г\cos\varphi_{вчі}}{2L_{кі}D_{зв}}\,, \quad (5)$$

$$\varphi_{вчі} = \frac{\pi}{2} + \arcsin\frac{L_{к0}}{D_{зв}} + \frac{2\pi}{z}(i-1)\,, \quad (6)$$

$$\varphi_{вні} = \frac{\pi}{2} - \arcsin\frac{L_{к0}}{D_{зв}} + \frac{2\pi}{z}(i-1), \tag{7}$$

$$\varphi_{вчі} - \varphi_{вні} = 2\arcsin\frac{L_{к0}}{D_{зв}}. \tag{8}$$

Аналогічно для муфти з канатами тангенціального розташування:

$$L_{кі} = \sqrt{\left[\Delta_{ri} + 0,5D_{вн}\cos\varphi_{вні} - 0,5D_{зв}\cos\varphi_{вчі}\right]^2 + \left[0,5D_{вн}\sin\varphi_{вні} - 0,5D_{зв}\sin\varphi_{вчі}\right]^2}, \tag{9}$$

$$\cos\beta_{ші} = \frac{L_{кі}{}^2 + 0,25(D_{вн}^2 - D_{зв}^2) - \Delta_r{}^2 + D_{зв}\Delta_r\cos\varphi_{вчі}}{L_{кі}D_{вн}}, \tag{10}$$

$$\varphi_{вчі} = \frac{\pi}{2} + \arccos\frac{0,5D_{зв}\sin\xi}{L_{к0}} + \xi + \frac{2\pi}{z}(i-1), \tag{11}$$

$$\varphi_{вні} = \frac{\pi}{2} + \arccos\frac{0,5D_{зв}\sin\xi}{L_{к0}} + \frac{2\pi}{z}(i-1), \tag{12}$$

$$\varphi_{вчі} - \varphi_{вні} = \xi, \tag{13}$$

де ξ – кут монтажного зміщення напівмуфт (рис. 4, б).

Відлік кутових координат тут виконується від осі *X*, що лежить в площині радіального зміщення напівмуфт (площина радіального зміщення - площина в якій лежать осі обох поєднаних напівмуфт за наявності між ними радіального зміщення), а відлік кутів повороту муфти $\varphi_м$ від осі *Y*, до неї перпендикулярної. Першим положенням каната вважали таке положення в якому його вісь паралельна цій площині, а відтак кут повороту муфти в цьому положенні вважали нульовим.

Видовження канатів муфт за умови шарнірного їх закріплення можна обчислити за формулою:

$$\Delta L_{кі} = L_{кі} - L_{к0}. \tag{14}$$

Враховуючи те, що для обох варіантів муфт $\varphi_{вчі} - \varphi_{вні} = const$ ((8) та (13)), кути поворотів канатів та шарнірів можна визначити за формулами:

$$\Delta\beta_{ші} = \beta_{ш1} - \beta_{ші}. \tag{15}$$

Ілюстрацією впливу конструктивних параметрів муфт на кути повороту та видовження канатів при шарнірному їх закріпленні є відповідно рис. 5 та рис. 6. Вони містять графіки, побудовані для муфт у яких z = 6, $D_{зв}$ = 145 мм, $D_{вн}$ = 95 мм при радіальному зміщенні Δ_r = 1,5 мм. Оскільки канати в модельних муфтах розташовані з кроком 60° (z = 6), то за графіками можна також оцінити згадані параметри для всіх канатів муфти.

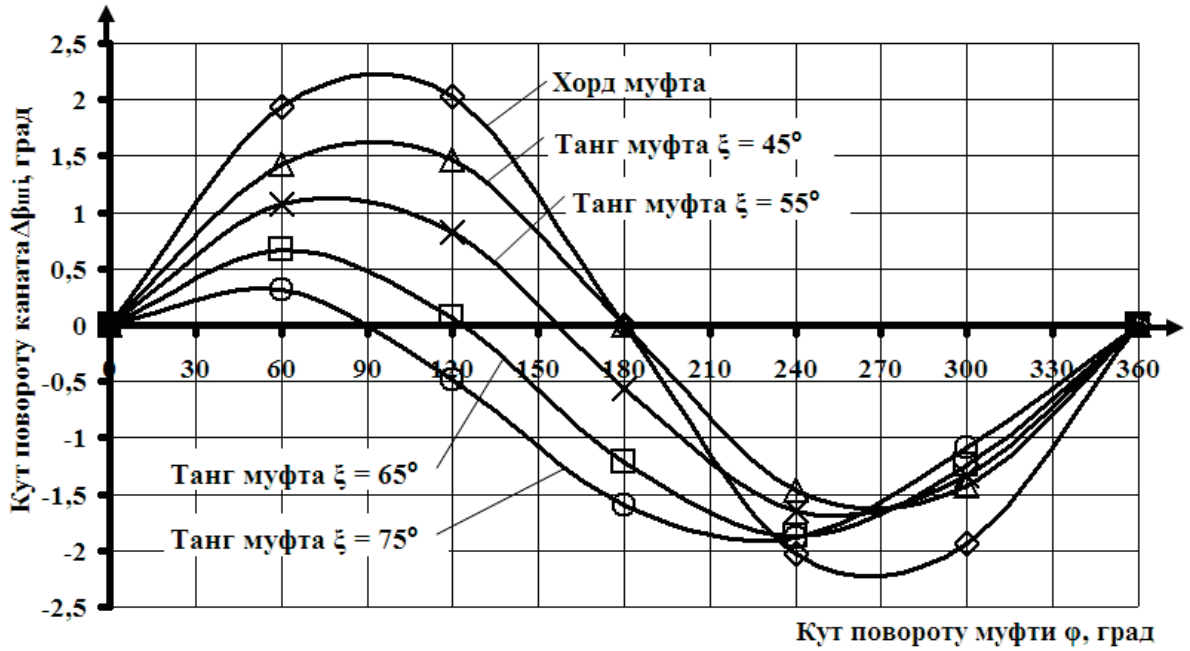


Рисунок 5 – Графік зміни кута повороту канатів за один оберт муфти

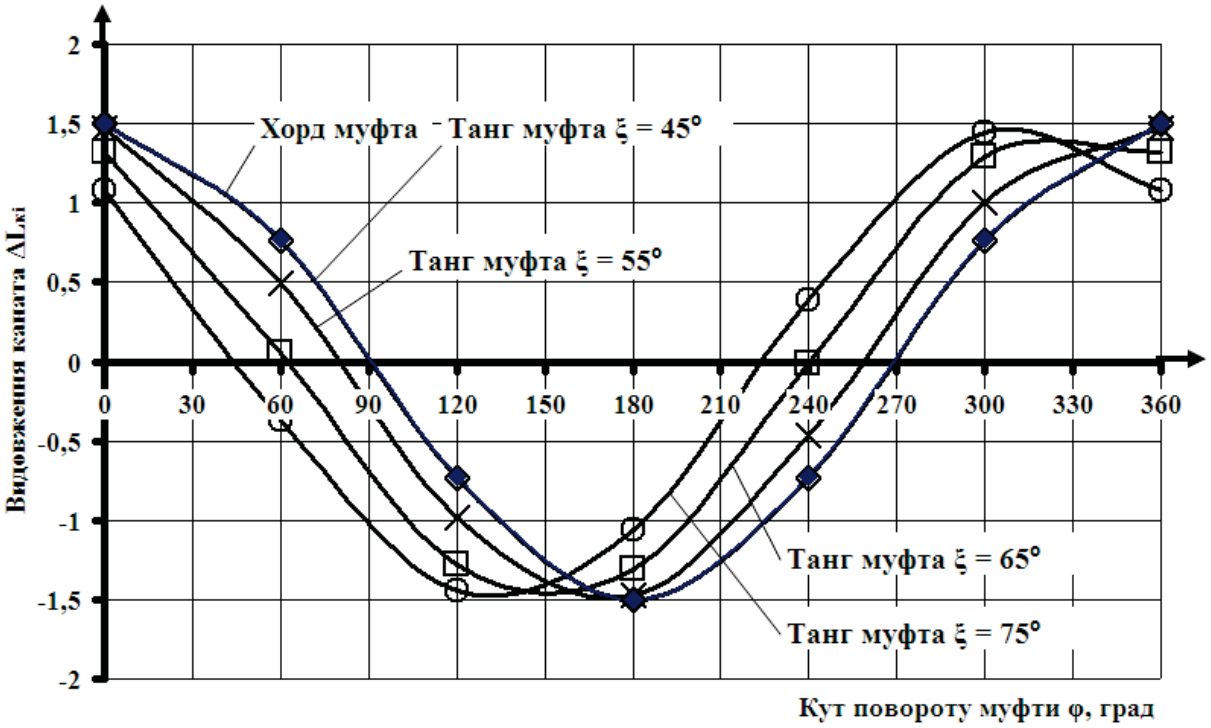


Рисунок 6 – Графік зміни видовження канатів за один оберт муфти при їх шарнірному закріпленні

Тепер розглянемо варіант, коли канати у напівмуфтах закріплені жорстко. Їх деформації знайдемо за рахунок аналізу наближеної розрахункової схеми, показаної на рис. 7.

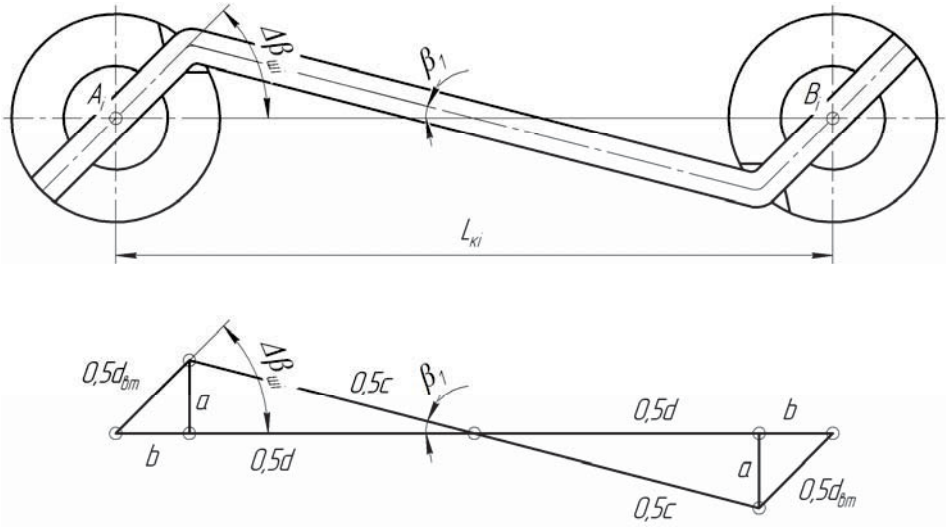


Рисунок 7 – Схема деформації жорстко закріплених канатів

Під час роботи муфти в умовах радіальної неспіввісності за рахунок повороту їх кріпильних елементів канати додатково витягуватимуться, при цьому можна записати наступні вирази:

$$a = 0,5d_{вт} \sin \Delta\beta_{ші}, \tag{16}$$

$$b = 0,5d_{вт} \cos \Delta\beta_{ші}, \tag{17}$$

$$d = L_{кі} - 2b, \tag{18}$$

$$c = \frac{d}{\cos \beta_1} = \frac{L_{кі} - 2b}{\cos \beta_1}, \tag{19}$$

$$tg\,\beta_1 = \frac{a}{0,5d} = \frac{d_{вт} \sin \Delta\beta_{ші}}{L_{кі} - 2b} = \frac{d_{вт} \sin \Delta\beta_{ші}}{L_{кі} - d_{вт} \cos \Delta\beta_{ші}}, \tag{20}$$

Замінюємо $$\cos \beta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \beta_1}}. \tag{21}$$

Звідки:

$$c = (L_{кі} - d_{вт} \cos \Delta\beta_{ші}) \sqrt{1 + tg^2 \beta_1}. \tag{22}$$

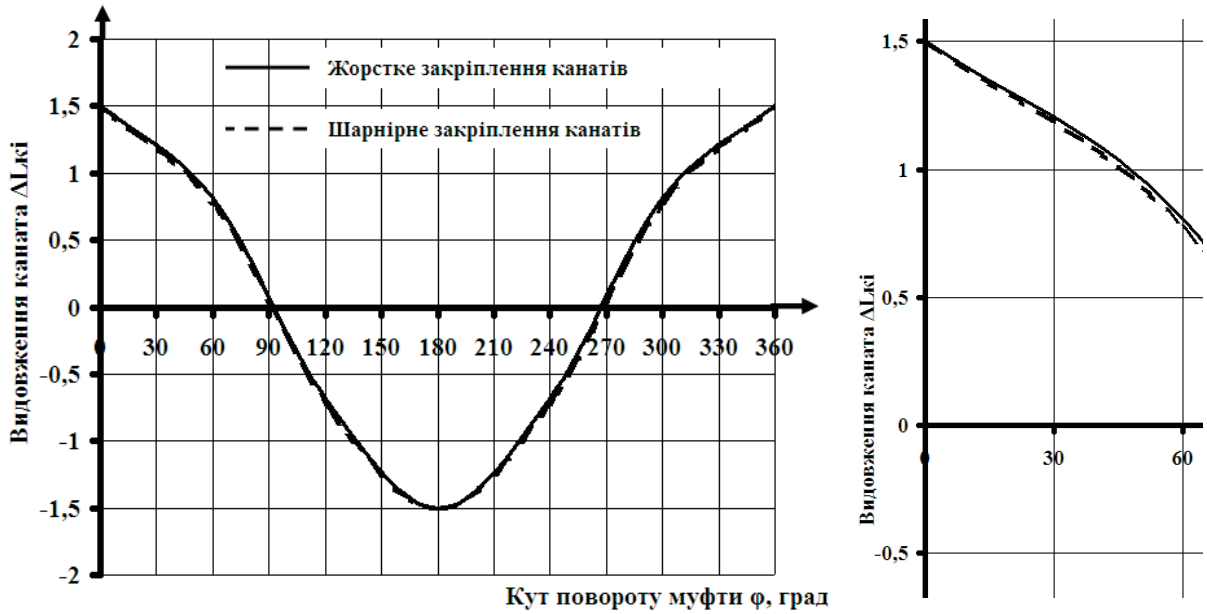
Реальну довжину каната можна обчислити за формулою:

$$L_{крі} = c + d_{вт} = (L_{кі} - d_{вт} \cos \Delta\beta_{ші}) \sqrt{1 + tg^2 \beta_1} + d_{вт}. \tag{23}$$

Відповідно видовження канатів в такому варіанті можна обчислити за формулою:

$$\Delta L_{крі} = L_{крі} - L_{к0}\,. \tag{24}$$

На рис. 8 показані графіки зміни видовження канатів за один оберт муфти при жорсткому (суцільна лінія) та шарнірному (пунктирна лінія) їх закріпленні. Дані наведених графіків доводять, що жорстке закріплення канатів спричиняє їх додатковий натяг за рахунок «намотування» на втулки, що можна враховувати при силовому розрахункові муфт та сполучених ними валів. Особливо важливим є врахування цієї додаткової витяжки канатів при великих розмірах муфт та значеннях неспіввісності, що може стати причиною виникнення значних кутів повороту канатів у місцях їх закріплення та додаткових натягів каната, а відтак і сил, що навантажують вали.



а) б)

Рисунок 8 – Графік зміни видовження канатів за один оберт хордальної муфти при їх шарнірному та жорсткому закріпленні: загальний вид (а) та збільшений фрагмент (б)

Висновки. У підсумку виконаної роботи можна зробити наступні висновки:

1. Показано, що застосування муфт з торцевими канатами хордального та тангенціального розташування для сполучення неспіввісних валів в умовах наявності радіальної розцентровки стає причиною нерівномірного навантаження їх несучих канатів;

2. Встановлено, що за умови жорсткого закріплення канатів без можливості повороту в напівмуфтах вони натягуються від неспіввісності сильніше за рахунок впливу додаткового натягу через «намотування» на втулки. Тому, з точки зору зниження завантаженості канатів та сполучених канатними муфтами валів можна рекомендувати шарнірне закріплення канатів у напівмуфтах.

3. Показано, що муфти з канатами тангенціального розташування мають менші кути повороту канатів ніж муфти з хордальним розташуванням канатів, що є причиною меншого додаткового натягу від «намотування» на втулки.

Слід однак відзначити, що розрахункова схема за рис. 7 характеризується неточністю, пов’язаною із представленням у ній каната гнучкою ниткою, вісь якої

здатна при згині не утворювати радіусних ділянок через свою низьку згинальну жорсткість. Це припущення дещо занижує значення додаткових видовжень канатів муфти, проте дещо нівелюється наявністю піддатливості у інших деталей муфти. У всякому разі більш точні відповіді на питання розподілу навантаження між елементами муфти повинен дати експеримент.

З огляду на це, напрямками подальших теоретичних та експериментальних пошуків можна рекомендувати наступні:

1. Дослідження коефіцієнта корисної дії муфт з канатними пружними елементами. Тепловиділення в муфтах та розрахунок їх на нагрівання;
2. Дослідження розподілу навантаження між канатами муфт при сполученні не співвісних валів;
3. Дослідження довговічності муфт з канатними пружними елементами.

Список літератури

1. Проценко В.О. Навантажувальна здатність муфт із торцевою установкою канатів різних варіантів розташування [Текст] / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник національного університету біоресурсів та природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – К.: НУБІП, 2016. – №240. – С. 357 – 364.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов [Текст] / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
3. Озол О. Г. Теория механизмов и машин. Пер. с латыш. [Текст] / Под ред. С. Н. Кожевникова. – М.: Наука, 1984. – 432 с.

Vladislav Protsenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Oksana Klementyeva, post-graduate
Kherson State Maritime Academy, Kherson,Ukraine

Deformation ropes in couplings of misalignment based on their consolidation

The work aimed of theoretical research rope extension of connecting coupling shafts misalignment to be connected with regard to their consolidation.

It is shown that the ropes in the sleeve if unevenly loaded radial misalignment. To evaluate the deformation of the rope misalignment applied method closed-loop vector and method changes triangles. Settlement scheme for the coupling s chordal and tangential arrangement of ropes made up for their application. Couplings in these settlement schemes are given to the articulated four-link mechanism with adjustable rod length. The expressions for determining the instantaneous length of the rod, and therefore the instantaneous value of rope elongation, as well as catch their turn in the fastening places. The effect of these parameters on the basic design coupling parameter - mounting angle offsets, as well as a way to secure the ropes - tough and hinge. The solution of the problem for the case of swivel and fixed ropes in the coupling parts. The graphs illustrate this influence.

It was found that the rigid fastening of ropes leads to further tension. It is shown that the coupling with the tangential arrangement of ropes additional tension in their rigid attachment less then than in couplings with ropes chordal arrangement. It is shown that from the standpoint of reducing the loading of shafts to be connected it is advisable to fix the ropes couplings hinged.

coupling, rope, distribution, load, misalignment, consolidation

Одержано 30.10.16