

різання, яка перевищує швидкість різання для традиційних способів зубонарізання. Визначені складові швидкості переміщення дискового інструмента під час радіально-колового формоутворення зубців колеса. Отримані результати можна використати для проектування відповідного технологічного оснащення.

1. Литвиняк Я.М. Підвищення ефективності операції виготовлення циліндричних евольвентних зубчастих коліс радіальним формоутворенням зубців / Я.М. Литвиняк, І.Є. Грицай // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка»: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2009. – № 642. – С. 18 – 24. 2. Литвиняк Я.М., Інструментальне забезпечення отримання евольвентного профілю зубців циліндричних коліс способом радіально-колового формоутворення / Я.М. Литвиняк, І.Є. Грицай // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка»: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2010. – № 679. – С.14 – 21.

УДК 621.880

В.О. Малащенко¹, О.Р. Стрілець¹, В.М. Стрілець²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
кафедра деталей машин,

²Національний університет водного господарства та природокористування,
кафедра теплоенергетики та машинознавства

НАВАНТАЖЕННЯ ТА ДЕФОРМАЦІЇ ПРИЗМАТИЧНИХ ШПОНОК З ПРУЖНИМИ ВСТАВКАМИ

© Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М., 2011

Розглянуто призматичні шпонки з пружними вставками у вигляді циліндричних або тороподібних пружин з прорізами. Отримані аналітичні залежності навантаження таких шпонок від їхніх деформацій та геометричних розмірів.

The prismatic keys with resilient elements in form of cylinder or toroidal spring are considered. Analytical dependences of such keys loadings from their deformations and geometrical sizes are obtained.

Постановка проблеми. Поряд з широковідомими шпонковими з'єднаннями, утвореними жорсткими шпонками [1], у сучасній періодичній науково-технічній літературі, наприклад [2...5], описані з'єднання пружними призматичними шпонками, наведено деякі теоретичні розрахунки та практичне використання. Пружні шпонки мають меншу жорсткість і обертальний момент від вала до маточини або навпаки передається без ударів, а це позитивно впливає на довговічність деталей і приводів. Застосування пружних шпонок для з'єднання, наприклад зубчастих коліс з валами, істотно покращує входження зубців у зачеплення. Воно відбувається плавніше, не так зменшується лінія контакту між зубцями при закручуванні валів. Крім зубчастих передач, ці з'єднання так само позитивно впливають на роботу фрикційних, ланцюгових та інших передач, що має істотне значення для різних галузей машинобудування.

Навантажувальна здатність і деформація таких шпонок залежить також від їхніх габаритних розмірів. Підвищення навантажувальної здатності пружних призматичних шпонок за рахунок збільшення їхніх габаритних розмірів призведе до матеріальних витрат, тому необхідний уточнений розрахунок основних силових параметрів.

Мета роботи. Підвищення навантажувальної здатності призматичних шпонок за рахунок пружних вставок у вигляді циліндричних з поздовжніми або тороподібних пружин з поперечними

прорізами [6...8] і отримання нових аналітичних залежностей для визначення величини обертового моменту і деформації в поперечних перетинах таких шпонок від їхніх геометричних розмірів. Деякі конструкції таких призматичних шпонок з пружними вставками показано на рис. 1.

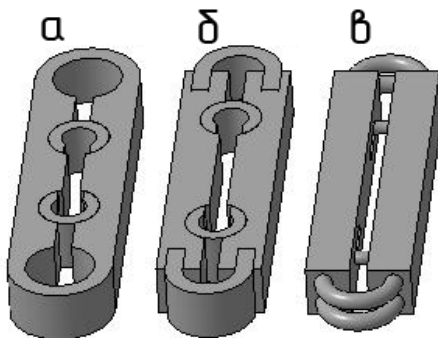


Рис. 1. Моделі призматичних шпонок з пружними вставками

Короткий опис нових елементів. На рис. 1, *а* показана призматична пружна шпонка з округленими торцями [6], а порожниста частина виконана у вигляді отворів на торцях, концентричних їм, з'єднаних прорізом вздовж її поздовжньої осі симетрії. Вздовж поздовжньої осі симетрії симетрично до торців виконаний щонайменше один циліндричний отвір, у який встановлено принаймні один пружний елемент, виконаний у вигляді порожнистого циліндра з поздовжнім прорізом на бічній поверхні. Поздовжній проріз пружного елемента не менший від ширини поздовжнього прорізу шпонки. Такі пружні елементи можна встановити і в торцеві отвори для збільшення навантажувальної здатності шпонки.

На рис. 1, *б* наведена пружна складена шпонка [7] із двох поздовжніх брусків і двох дугоподібних пружин. У торцях поздовжніх брусків виконані канавки, в які встановлено кінці дугоподібних пружин. На бічних гранях брусків з боку зазору між ними виконано щонайменше по одному циліндричному вирізу (для цього випадку показано по два циліндричні вирізи), симетрично розміщеному відносно зазору і на довжині брусків. При збиранні шпонки циліндричні вирізи утворюють циліндричний отвір, у який встановлено пружний елемент, виконаний у вигляді згаданого вже порожнистого циліндра з поздовжнім прорізом, причому цей проріз трохи більший від зазору між брусками. Шпонка в зібраному вигляді являє собою призматичну пружну шпонку зі стандартними розмірами поперечного перетину b і h та довжиною l .

Під час передавання обертового моменту від вала до маточини або навпаки сила, яку сприймає пружна призматична шпонка, передається на бруски та деформує дугоподібні пружини і пружні елементи. При цьому бруски сходяться – вибирається зазор між ними і пружна призматична шпонка набуває форми суцільної призматичної шпонки. Закриття зазору приводить до контакту брусків, що запобігає надмірному деформуванню дугоподібних пружин і пружних елементів. Оскільки деформування дугоподібних пружин і пружних елементів відбувається у межах пружних деформацій, то при зменшенні сили, яку сприймає пружна призматична шпонка, збільшується зазор між поздовжніми брусками, тобто пружна призматична шпонка займає початкове положення.

На рис. 1, *в* показано пружну складену шпонку [8], подібну на ту, що на рис. 1, *б*, тільки в торцях поздовжніх брусків виконані кругові отвори, у які встановлено кінці дугоподібних пружин круглого перетину. На бічних гранях брусків з боку зазору виконано щонайменше по одному тороподібному вирізу (для цього випадку показано по два тороподібні вирізи) симетрично відносно зазору і на довжині брусків. При збиранні шпонки тороподібні вирізи утворюють тороподібну порожнину, в яку встановлено пружний елемент, у вигляді тора з поперечним прорізом. Поперечний проріз пружного елемента не менший від ширини зазору між брусками прямокутного поперечного перетину. Шпонка в зібраному вигляді являє собою призматичну пружну шпонку зі стандартними розмірами поперечного перетину b і h та довжиною l .

При передачі обертального моменту від вала до маточини або навпаки сила, яку сприймає пружна призматична шпонка, передається на бруски та деформує дугоподібні пружини і пружні елементи. Бруски прямокутного поперечного перетину сходяться – вибирається зазор між ними і пружна призматична шпонка набирає форми суцільної призматичної шпонки. Закриття зазору приводить до контакту брусків прямокутного поперечного перетину, що запобігає надмірному деформуванню дугоподібних пружин і пружних елементів. Оскільки деформування дугоподібних пружин і пружних елементів проходить в межах пружних деформацій, то при зменшенні сили, яку сприймає пружна призматична шпонка, збільшується зазор між поздовжніми брусками прямокутного поперечного перетину, тобто пружна призматична шпонка займає початкове положення.

Встановлення додаткових пружних елементів збільшує навантажувальну здатність пружних призматичних шпонок в умовах значного динамічного навантаження зі збереженням їхніх габаритних розмірів.

Нині немає методики розрахунків таких шпонок і з'єднань, утворених ними. В цих умовах для широкого використання пружних призматичних шпонок підвищеної навантажувальної здатності необхідно розробити методику їх розрахунків за різних видів навантаження.

Основний матеріал. У роботі розглянуто статичні розрахунки з'єднань за допомогою пружних шпонок підвищеної навантажувальної здатності [6...8] при передачі обертального моменту.

Під час розв'язання поставленої задачі прийнято допущення: навантаження, прикладене до поздовжніх частин, лежить в площині шпонки; до вибору зазору δ поздовжні частини шпонки не деформуються, бо розміри їхніх поперечних перетинів значно більші від розмірів округлених торців; між основою шпонки і пружними вставками враховується сила тертя.

На рис. 2 показана розрахункова схема призматичної пружної шпонки (рис. 1, а), яка складається з основи 1 зі стандартними розмірами поперечного перетину b і h та довжиною l і, наприклад, двох пружних вставок 2 (може бути і більше) у вигляді циліндричних пружин з поздовжніми розрізами на бічній поверхні, навантажена коловою силою F_t , дорівнює:

$$F_t = \frac{2T_k}{d}, \quad (1)$$

де d – діаметр сполюки вал-маточина.

Навантажувальну здатність такої шпонки підвищують за допомогою додатково встановлених пружних елементів у вигляді описаних раніше циліндричних пружин з поздовжнім розрізом на бічній поверхні.

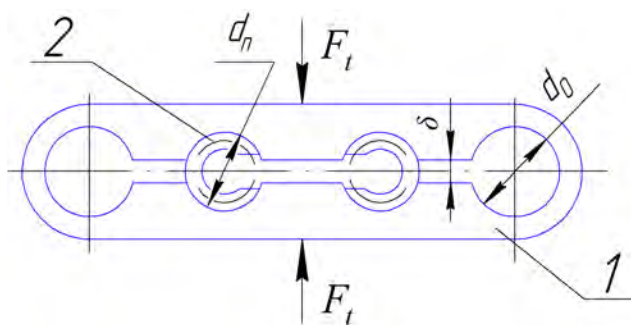


Рис. 2. Розрахункова схема шпонки

Спочатку колову силу F_t запишемо у вигляді

$$F_t = F_1 + nF_{II}, \quad (2)$$

де F_1 – сила, яку здатна передати основа цієї шпонки; F_{II} – сила, яку може передати одна пружна вставка; n – кількість додатково встановлених пружних вставок.

Значення сили F_1 можна знайти, використовуючи вираз, отриманий у [4], і розв'язати його відносно цієї сили

$$F_1 = \frac{dEJ_1}{r_1^3} \frac{2(\Delta_1 + p)}{3[p(\Delta_1 + p) - 8]}, \quad (3)$$

де E – модуль пружності для матеріалу основи шпонки; J_1 – осьовий момент інерції перетину округленого торця основи; r_1 – середній радіус округленої ділянки основи, які дорівнюють:

$$J_1 = \frac{h(l - d_o)^3}{96}; \quad r_1 = (b + d_o)/4 \quad \text{і} \quad \Delta_1 = \frac{l - b}{r_1}. \quad (4)$$

Параметри у (3) і (4) пояснені раніше та показані на рис. 2.

Розв'язування задачі зводиться до визначення навантаження F_{II} , яке може додатково передати одна пружна вставка, залежно від деформації на величину d поздовжнього розрізу.

Якщо припустити, що питоме навантаження прямує до рівномірного, то розрахункова схема пружної вставки у вигляді циліндричної розрізаної пружини може бути такою, як зображено на рис. 3.

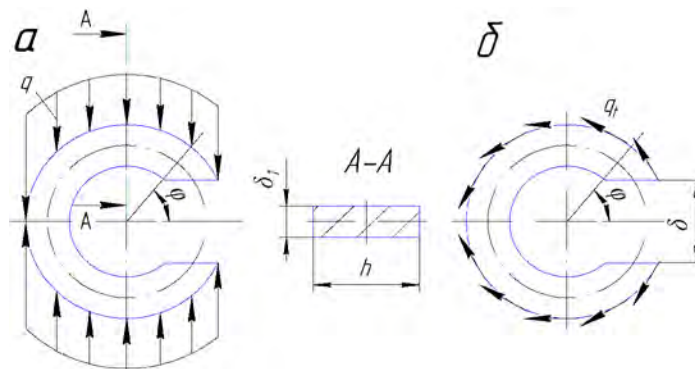


Рис. 3. Розрахункова схема циліндричної розрізаної пружини

На циліндричну розрізану пружину діє розподілене навантаження q (рис. 3, а) і розподілена дотична сила тертя q_f (рис. 3, б), яка виникає внаслідок ковзання зовнішньої поверхні пружини 2 на поверхні отвору основи 1. Вони відповідно дорівнюють:

$$q = \frac{F_{II}}{pR}; \quad q_f = fq \sin j, \quad (5)$$

де R – середній радіус кривизни пружини; f – коефіцієнт тертя; j – поточне значення кута.

$$R = \frac{d_n - d_1}{2}, \quad (6)$$

де d_n і d_1 – відповідно, зовнішній діаметр і товщина циліндричної розрізаної пружини.

Зв'язок між силою F_{II} і переміщенням d циліндричної розрізаної пружини встановимо за допомогою інтеграла Мора [9]

$$d = \sum \int_0^s \frac{M_{qi} M_x ds}{EJ}, \quad (7)$$

де M_{qi} і M_x – згинальні моменти, взяті із епюор згинальних моментів від сил q (рис. 4, а), q_f (рис. 4, б) і $x=1$ (рис. 4, в); E – модуль пружності першого роду матеріалу циліндричних розрізаних пружин; J – осьовий момент інерції перерізу циліндричних розрізаних пружин (для перерізу А-А, рис. 3, $J = hd^3/12$); s – шлях інтегрування, $ds = Rdj$.

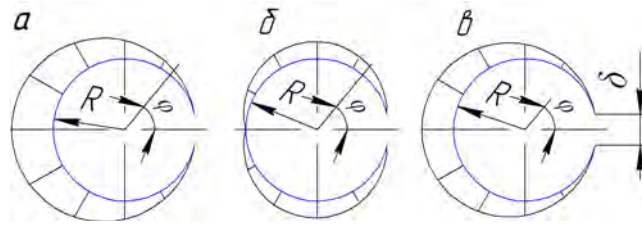


Рис. 4. Епюри згинальних моментів

Аналітичні вирази згинальних моментів від сил q , q_f і $x = 1$ мають вигляд:

$$\begin{aligned} M_q &= qR^2 \left(2j \sin^2 \frac{j}{2} + \sin j - j \right); \\ M_{q_f} &= -fqR^2 \sin j (j - \sin j); \\ M_x &= R(1 - \cos j). \end{aligned} \quad (8)$$

Підставивши значення (8) у вираз (7), маємо

$$d = \frac{2qR^4}{EJ} \int_0^p \left[\left(2j \sin^2 \frac{j}{2} + \sin j - j \right) - \sin j (j - \sin j) \right] (1 - \cos j) dj. \quad (9)$$

Після нескладних перетворень виразу (9) отримуємо

$$d = \frac{qR^4}{EJ} \frac{16 + p - 2f(4 - p)}{2}. \quad (10)$$

Враховуючи значення (5), із (10) визначимо

$$F_{II} = \frac{2pd EJ}{R^3 [16 + p - 2f(4 - p)]}. \quad (11)$$

Вираз (11) дає змогу знайти силу F_{II} , яку може додатково передати одна циліндрична розрізана пружина з величиною поздовжнього розрізу d .

На рис. 5 показана розрахункова схема призматичної пружної шпонки, рис. 1, б, яка складається з двох брусків 1 і 2, двох додаткових пружних вставок 3 (може бути і більше) та двох дугоподібних плоских пружин 4, навантажена коловою силою F_t .

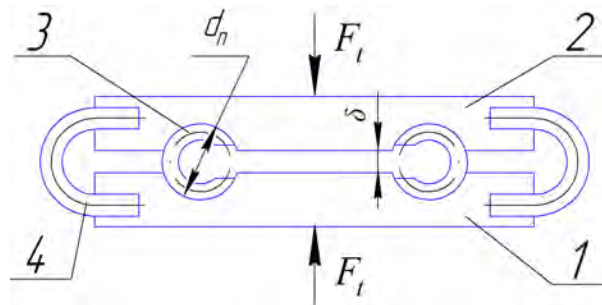


Рис. 5. Розрахункова схема шпонки

Підвищують навантажувальну здатність такої шпонки за допомогою додатково встановлених пружних вставок у вигляді циліндричних розрізаних пружин.

Колову силу F_t , яку здатна передати така шпонка, можна визначити за формулою (2), де F_1 – сила, яку здатна передати основа цієї шпонки із [3], дорівнює

$$F_1 = \frac{2d EJ_n}{pr_n^3}, \quad (12)$$

а сила F_{II} , яку може додатково передати одна циліндрична розрізана пружина з величиною поздовжнього розрізу d , визначається за формулою (10).

Для призматичної пружної шпонки (рис. 1, в) за розробленою методикою основні силові параметри визначають за формулами:

$$\text{величина деформації} \quad d = \frac{qR^4}{EJ} \frac{16+p-2f'(4-p)}{2}; \quad (13)$$

$$\text{значення сили} \quad F_{II} = \frac{2pd EJ}{R^3 [16+p-2f'(4-p)]}. \quad (14)$$

Вираз (14) дає змогу знайти силу F_{II} , яку може додатково передавати одна тороподібна розрізана пружина з величиною поперечного розрізу d .

Висновки. 1. Запропоновані аналітичні залежності (2) – (14) мають теоретичне і практичне значення, оскільки дають змогу обґрунтовано вибрати кількість пружних вставок за умов передавання потрібного обертового моменту та необхідного згладжування різкої характеристики приводу, що часто є істотним показником для механізмів і машин.

2. Порівняльний аналіз підтверджує теоретичні положення про те, що навантажувальна здатність досліджених шпонок підвищена майже в 1,25 раза порівняно з попередніми, що наведені в [3, 4].

3. Отримані вирази (2) – (14) є науковим підґрунтям для подальших досліджень і розроблення пружних шпонкових з'єднань бажаної жорсткості та навантажувальної здатності з метою їх впровадження у різноманітних галузях машинобудування.

1. Малащенко В.О., Павлице В.Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. – Львів: Новий Світ-2000, 2011. – 216 с. 2. Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М. Обґрунтування нової класифікації шпонкових з'єднань // Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ, 2009. – № 4. – С. 124–130. 3. Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М. Навантажувальна здатність пружних шпонкових з'єднань типу вал-маточина / Вісник НТУ “ХПІ”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск “Проблеми механічного приводу”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2010, № 26. – С. 65–71. 4. Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М. Статичні розрахунки деяких призматичних пружних шпонок / Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції “Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій” (м. Тернопіль, 19–21 травня 2010 р.). – Тернопіль: ТНТУ, 2010. – С. 68–69. 5. Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М. Деякі питання динаміки з'єднань типу вал-маточина з пружними призматичними шпонками / Праці 2-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій” (м. Львів, 11–13 листопада 2010 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 140–142. 6. Шпонка / Стрілець В.Н.: Авторское свидетельство СССР № 1723371. – Бюл. № 12 от 30.03.1992. 7. Пружна призматична шпонка / Стрілець О.Р., Малащенко В.О., Стрілець В.М.: Заявка на патент України на корисну модель і №2010 14574 від 06.12.2010. 8. Пружна призматична шпонка / Стрілець О.Р., Малащенко В.О., Стрілець В.М.: Заявка на патент України на корисну модель и №2010 14575 від 06.12.2010. 9. Спицина Д.Н. Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций. – М.: Высш. шк., 1977. – 248 с.