

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ

Представлено результати досліджень з підвищення надійності роботи різьбових з'єднань деталей вузлів та механізмів машин. Запропоновано нову конструкцію елемента різьбового з'єднання, що запобігає його саморозгвинчуванню в процесі роботи – спеціальну шайбу з зубцями. Наведено методику вибору робочих параметрів запропонованої шайби, що забезпечують надійність роботи різьбового з'єднання.

The results of researches are presented from the increase of reliability of work of screw-thread connections of details of knots and mechanisms of machines. The new construction of element of screw-thread connection which prevents his self backoff in the process of work - special puck is offered with indents. A method is resulted of choice of operating parameters of the offered puck of, which provide reliability of work of screw-thread connection.

Ключові слова: різьбове з'єднання, болт, шайба.

Вступ

Надійність та довговічність роботи вузлів та механізмів машин, в тому числі і машин легкої промисловості, в значній мірі залежать від надійності з'єднання їх деталей. В сучасних вузлах та механізмах машин більшість з'єднань деталей між собою здійснюється за допомогою різьбових з'єднань. Недоліком класичних [1...4] та нових [5] конструкцій засобів, що запобігають саморозгвинчуванню різьбових з'єднань, є складність технології їх виконання (корінчасті гайки та ін.) та використання додаткових елементів (шпінти, штифти та ін.), що знижує ефективність їх використання (збільшення виробничих витрат на виготовлення та ін.).

Враховуючи доцільність підвищення надійності та довговічності роботи різьбових з'єднань деталей вузлів та механізмів машин, проблема розробки нових конструкцій засобів, що запобігають саморозгвинчуванню різьбових з'єднань та методик вибору їх робочих параметрів, є актуальною для сучасного машинобудування, зокрема легкого.

Об'єктом досліджень обрано засіб, що запобігає саморозгвинчуванню різьбових з'єднань – шайбу з зовнішніми зубцями та методику вибору її робочих параметрів.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії опору матеріалів та деталей машин.

Завданням досліджень стала розробка нової більш досконалої конструкції засобу для запобігання саморозгвинчуванню різьбових з'єднань – шайби з зовнішніми зубцями та методики вибору її робочих параметрів.

Основний розділ

Враховуючи недоліки існуючих конструкцій засобів для запобігання саморозгвинчуванню різьбових з'єднань, автори запропонували нову конструкцію такого засобу, а саме шайби з зовнішніми зубцями, схема якої представлена на рис. 1.

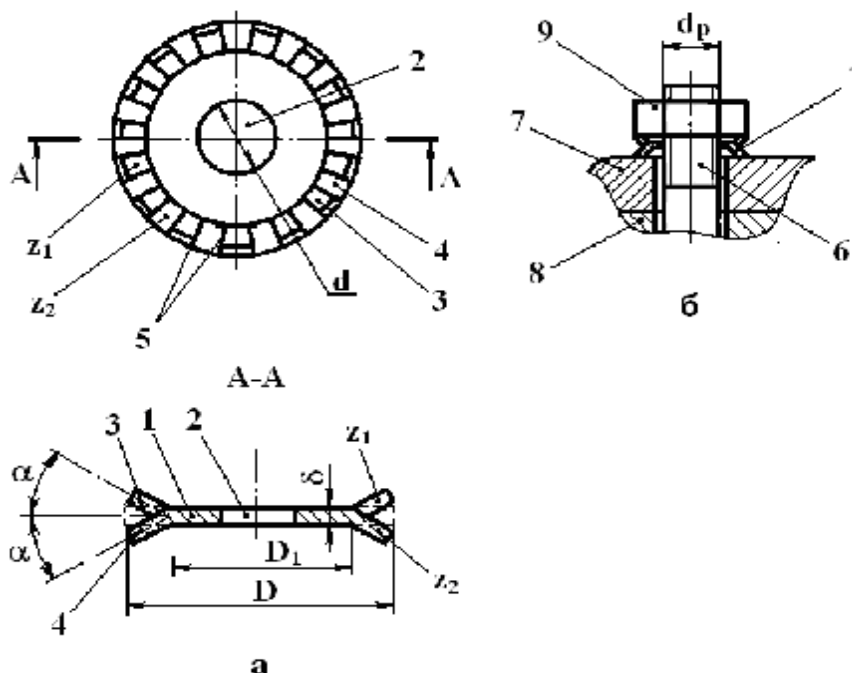


Рис. 1. Схема шайби з зубцями (а) та різьбового з'єднання з запропонованою шайбою (б)

Шайба 1, виконана у вигляді суцільної деталі, як приклад, круглої форми, містить циліндричний отвір 2 посередині та зовнішні зубці 3, 4, утворені шляхом деформації її краю. Для спрощення технологічної операції деформації (відгину) краю шайби, що необхідно для утворення зубців, край шайби містить розрізи 5, що ділять край шайби на парне число однакових фрагментів, а зубці 3, 4 утворені відгином кожного фрагмента перпендикулярно площині шайби, причому напрямком відгину фрагментів відрізняється один від одного – один фрагмент, наприклад 3, відгинається в одну сторону, а наступний фрагмент, наприклад 4, відгинається в протилежну сторону.

Різьбове з'єднання за допомогою запропонованої шайби здійснюється та працює наступним чином. На кінець болта 6, вставленого в отвір з'єднаних деталей 7, 8, своїм отвором 2 надівається шайба 1 до упору зубцями 3 (або 4) в поверхню деталі 7, що з'єднується болтом 6. Потім на той же кінець болта нагвинчується гайка 9. При нагвинчуванні гайки 9 зубці 3, 4 деформуються. Сили пружності зубців, що виникають при цьому, забезпечують достатню для стопоріння різьбового з'єднання силу тертя. Стопорінню різьбового з'єднання сприяє також процес врізання зубців 3, 4 шайби в тіло гайки 9 та поверхню з'єднуваної деталі 7.

Поставлена задача підвищення надійності та довговічності роботи різьбового з'єднання деталей розв'язана так, що в шайбі, виконаній у вигляді суцільної деталі, переважно круглої форми, з циліндричним отвором посередині, що містить зовнішні зубці, утворені шляхом деформації її краю, край шайби містить розрізи, що ділять його на парне число однакових фрагментів, а зубці утворені відгином кожного фрагмента перпендикулярно площині шайби, причому напрямком відгину фрагментів відрізняється один від одного – один фрагмент відгинається в одну сторону, а наступний фрагмент відгинається в протилежну сторону, при цьому кількість фрагментів, їх розміри та розміри шайби, як показують дослідження, доцільно обирати із умови:

$$\begin{aligned} Z_1 = Z_2 &= (1,5 \dots 2,5)d ; a = 30^\circ \dots 45^\circ ; D = 2d ; \\ d &= d_p + (0,25 \dots 0,5)_{\text{мм}} ; D_1 = 1,5d ; d = (0,08 \dots 0,1)d \end{aligned} \quad (1)$$

де Z_1, Z_2 – число зубців з відгином відповідно одного та другого напрямку;

d – внутрішній діаметр шайби;

a – кут відгину зубця (фрагмента шайби);

D – зовнішній діаметр шайби (при повній деформації зубців);

d_p – зовнішній діаметр різьби болта, для якого призначена шайба;

D_1 – діаметр шайби до межі утворення зубців;

d – товщина шайби.

При виборі робочих параметрів шайби прийняті наступні припущення:

- в якості розрахункової схеми деформації зубця приймаємо схему консольної балки, жорстко закріпленої в опорі (можливість такого припущення зумовлена тим, що зубці розташовані рівномірно по краю шайби, а напрямком їх відгину відрізняється один від одного таким чином – один зубець відгинається в одну сторону, а сусідній з ним – в протилежну сторону);

- сила натяжки болта рівномірно розподіляється між зубцями шайби;

- зазор між зубцями відсутній;

- зміною довжини плеча сили, що діє на зубець в процесі його деформації, нехтуємо.

Тоді деформація окремого зубця шайби Δ при натяжці різьбового з'єднання може бути знайдена із умови [6]:

$$\Delta = \frac{F(1 \cos \alpha)^3}{3EJ} \quad (2)$$

де F – сила, що діє на один зубець при натяжці різьбового з'єднання;

$$F = \frac{Q}{Z} = \frac{2T}{d_2 \operatorname{tg}(l + r)} \quad (3)$$

Q – сила натяжки різьбового з'єднання (болта);

Z – кількість зубців, що сприймають силу натяжки, $Z = Z_1 = Z_2$;

T – крутний момент, що виникає в парі гайка – болт при натяжці різьбового з'єднання;

d_2 – середній діаметр різьби болта;

l – кут підйому різьби;

r – кут тертя пари гайка – болт;

l – плече сили F (довжина відгину зубця),

$$l = \frac{D - d}{4}; \quad (4)$$

$$a = \operatorname{arctg} \frac{h}{l};$$

h – початкова величина відгину (деформація) зубця;

E – модуль пружності матеріалу шайби;

J – осьовий момент інерції перерізу зубця,

$$J = \frac{bd^3}{12}; \quad (5)$$

b – ширина основи зубця.

Підставляючи (3)... (5) в (2), знаходимо:

$$\Delta = \frac{Q[(D-d)\cos\alpha]^3}{16ZEbd^3}. \quad (6)$$

Для випадку: $D = 2d$; $b = \frac{D+d}{2} \sin \frac{j}{2} = 1,5d \sin \frac{180^\circ}{Z}$, де $j = \frac{360^\circ}{Z}$; $d = 0,1d$ вираз (6)

набуває виду:

$$\Delta = \frac{41,67Q\cos^3\alpha}{ZE d \sin \frac{180^\circ}{Z}}. \quad (7)$$

Прийнявши $\alpha = 30^\circ$; $Z = 10$ та враховуючи, що для пружинної сталі (сталь 60Г), з якої виготовлена шайба, $E = 2,109 \cdot 10^5$ МПа [6], вираз (7) набуває більш зручного для інженерних розрахунків виду:

$$\Delta = \frac{41,67Q\cos^3 30^\circ}{10 \cdot 2,109 \cdot 10^5 d \sin 18^\circ} = \frac{4,15 \cdot 10^{-5} Q}{d}. \quad (8)$$

Використання запропонованої конструкції шайби в машинобудуванні дозволяє:

- розширити асортимент шайб;
- підвищити надійність роботи різьбового з'єднання, де використовується запропонована шайба, завдяки забезпеченню надійності стопоріння шайбою гайки відносно болта;
- спростити технологію стопоріння гайки відносно болта даною шайбою.

Література

1. Заблонський К.І. Деталі машин. – Одеса: Астро Принт, 1999. – 530 с..
2. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, 1982.
4. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высшая школа, 2004. – 309 с.
5. Піпа Б.Ф. Нові конструкції деталей, вузлів та механізмів машин. / Хомяк О.М., Марченко А.І. – К: КНУТД, 2006. – 322 с.
6. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов. / Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла 3.5.2010 р.