

УДК 621.86

© В.М.Клендій к.т.н., Н.М.Марчук, В.В.Гупка, М.Д.Радик, Р.І.Котик  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## **ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАПОБІЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ**

*Приведена конструкція запобіжної муфти для захисту елементів приводів машин і технологічного оснащення від перевантаження і захисту інструментів від поломки. Виведені аналітичні залежності для визначення величини крутного моменту від різних факторів.*

### **ЗАПОБІЖНИЙ ПАТРОН, СВЕРДЛО, МІТЧИК, ПРУЖНИЙ ЕЛЕМЕНТ.**

**Постановка проблеми.** Запобіжні пристрої служать для захисту елементів приводів машин та механізмів від дії перевантажень, а також інструментів від поломок. В небезпечний момент, при збільшенні величини крутного моменту вище допустимого значення, вони роз'єднують кінематичний ланцюг привода машини запобігаючи таким чином руйнуванню робочих органів чи поломці привода. Відповідно використання запобіжних пристроїв має важливе значення для сучасного верстатобудування. Затискні пристрої типу патронів мають значну сферу застосування у сучасному машинобудуванні в процесах механічної обробки деталей, а саме у свердлильних та різьбонарізних операціях та інших. Як правило для цього застосовуються стандартні пристрої без підвищених вимог щодо точності обробки. Проте при розробці нових затискних пристроїв доцільно забезпечувати розширення їх технологічних можливостей і підвищення чутливості системи.

На даний час розроблено безліч конструкцій запобіжних патронів, але кожна наступна конструкція розробляється з метою підвищення технологічності, надійності, точності спрацювання або ж

виконання певних обмежуючих функцій, що й було втілено у запропонованій конструкції кулькового запобіжного патрона.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питаннями захисту металорізальних верстатів і технологічного обладнання від перевантаження і поломки металорізальних інструментів присвячені праці Полякова В.С. [1], Ряховського О.А. [2], Малащин В.О. [3], Павлище В.Т. [4], Решетова Д.Н. [5], Тепинкичева В.К. [6], Иванова И.А. [7], Элиха Л.Б. [8], Анурьева В.И [9], Рогатинського Р.М. [10] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань захисту від перевантажень як верстатів так і металорізуючих інструментів потребують свого вирішення.

Для більшості обладнання, його механізмів, деталей і ріжучих інструментів характерна робота в умовах змінних режимів навантаження. Система діючих навантажень має різну структуру в залежності від послідовності, порядку і числа різних технологічних операцій, переходів, робочих чи холостих ходів, форми поверхні оброблюваної деталі, різноманітних силових дій, тобто формується під дією періодичних і випадкових факторів.

**Результати дослідження.** Розроблена конструкція вище згаданого пристрою (рис.1) виконана у вигляді пустотілого циліндра 1 з хвостовиком 2 до якого він жорстко прикріплений. З правого кінця пустотілого циліндра виконана циліндрична виточка 3, яка є у взаємодії з верхньою втулкою 4 з можливістю кругового провертання і осьового переміщення на величину радіуса кульок 5, які встановлені в радіусні виїмки 6 правого торця верхньої циліндричної втулки.

У верхній циліндричній втулці 4 з правого торця виконано 3...4 сферичні виїмки 7, які розміщені рівномірно по колу і в які встановлені кульки 5, які з другої сторони є у взаємодії з відповідними сферичними виїмками 7, які виконані в циліндричній частині 8 хвостовика 2.

Внутрі циліндричного пустотілого корпуса 1 по центру торця хвостовика 2 встановлено циліндричний вал 9 на якому встановлена квадратна пружина 10, верхній кінець якої є у жорсткій взаємодії з верхньою циліндричною втулкою 7, а нижній відігнутий кінець пружини 11 є паралельним до осі патрона і є у взаємодії з боковим квадратним отвором 12 нижньої циліндричної втулки 13. Крім цього між лівим торцем кришки 14 циліндричного корпуса 1 і нижньою циліндричною втулкою 13 встановлена регульовальна гайка 12, яка є у взаємодії з внутрішнім різьбовим отвором, крім цього знизу гайки виконані осьові отвори для взаємодії з регульовальною гайкою 12.

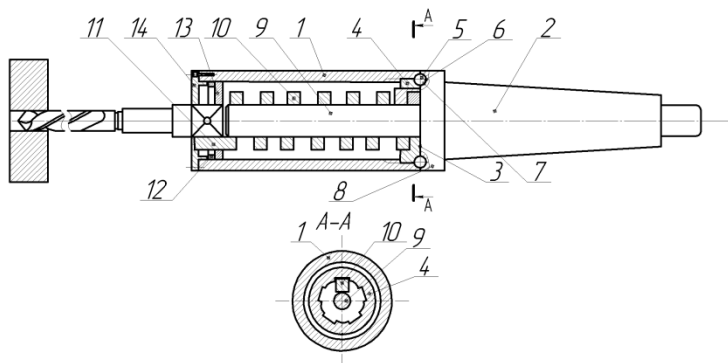


Рис. 1 – Загальний вигляд запобіжного патрону

У загальному випадку залежність між жорсткістю та моментом, що сприймає пружина можна виразити через кут її закручення [1]

$$T = C\phi. \quad (1)$$

Для пружин, що працюють на кручення (як у нашому випадку), кут закручування під дією моменту визначають за формулою [1]

$$\phi = \frac{T\pi d_c i}{EI_o}, \quad (2)$$

де  $d_c$  - середній діаметр пружини;

$i$  - кількість витків пружини;

$E$  - модуль пружності матеріалу пружини;

$I_o$  - осьовий момент інерції перерізу витка.

Прирівнявши отримані залежності отримаємо формулу для визначення діаметра спіралі після деформації

Якщо виразити осьовий момент інерції перерізу витка спіралі через його конструктивні параметри

$$\phi = \frac{12T\pi d_c i}{Ebh^3}, \quad (3)$$

де  $b, h$  – відповідно ширина і висота січення пружини, які визначають її жорсткість.

Залежність між коловою силою і силою пружини, згідно [2], для пружинно-кулькових запобіжних пристроїв яким являється розроблений патрон, є наступною

$$P_{np} = P_k (tg(\alpha - \rho) - Df/d), \quad (4)$$

де  $\alpha$  - кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею лунки;

$\rho$  - зведений кут тертя в парі контакту кулька-лунка;

$D$  - діаметр кола на якому розміщенні кульки;

$d$  - діаметр вала на якому розміщена циліндрична втулка із кульками

$f$  - коефіцієнт тертя між поверхнями вала і циліндричної втулки.

Навантаження крутним моментом на пару контакту пружина-кулька-лунка буде рівне

$$T = P_{\kappa} R, \quad (5)$$

де  $P_{\kappa}$  - колова сила;

$R$  - відстань від центра патрона до точки контакту кульки з лункою.

Силу дії пружини можна представити залежністю

$$P_{np} = C(\Delta'_o + \Delta_n), \quad (6)$$

де  $\Delta'_o$  - попередня деформація (підтиск) пружини;

$\Delta_n$  - поточна деформація пружини.

Тоді з урахуванням залежності (4) значення колової сили можна визначити з рівності

$$P_{\kappa} = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d}. \quad (7)$$

Після відповідної заміни, з урахуванням залежності (7), формулу (5) можна представити у наступному вигляді

$$T = \frac{RC(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d}. \quad (8)$$

З розрахункової схеми (рис.2) видно, що в процесі спрацювання патрона в запобіжному режимі відбувається зміна кута між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту тіла кочення з півкруглою поверхнею лунки.

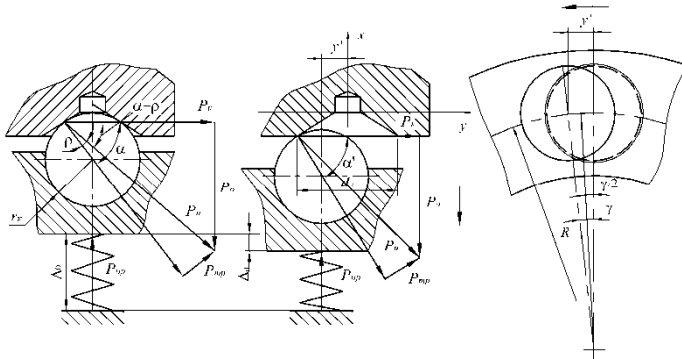


Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення силових параметрів пари контакту кулька-лунка

Зміщення кульки відносно лунки на кут  $\gamma$ , на який повертається хвостовик патрона відносно іншої його частини у якій закріплено інструмент (при перевантаженні), можна визначити згідно схеми (рис.2)

$$y' = 2R \sin \gamma / 2. \quad (9)$$

Згідно розрахункової схеми зміну кута  $\alpha$  можна представити наступною залежністю

$$\alpha' = \arccos \left( \frac{d_n - y'}{r_k} \right), \quad (10)$$

$r_k$  – радіус кульки.

З врахування рівності (9) залежність (10) можна представити у вигляді

$$\alpha' = \arccos \left( \frac{d_n - 2R \sin \gamma / 2}{r_k} \right), \quad (11)$$

Відповідно навантаження крутним моментом на пару контакту кулька-лунка можна знайти за наступною залежністю

$$T = \frac{C (\Delta_o' + \Delta_n)}{\operatorname{tg} \left( \arccos \left( \frac{d_n - 2R \sin \gamma / 2}{r_k} \right) - \rho \right) - Df / d}. \quad (12)$$

Для проведення аналізу впливу конструктивних параметрів на характер і зміни крутного моменту  $T$ , при змінних значеннях діаметра лунки, було проведено розрахунок залежності (12). На основі

результатів розрахунків побудовані графічні залежності крутного моменту  $T=f(d_l)$  при змінних значеннях радіуса кульки  $r_k$  (рис.3).

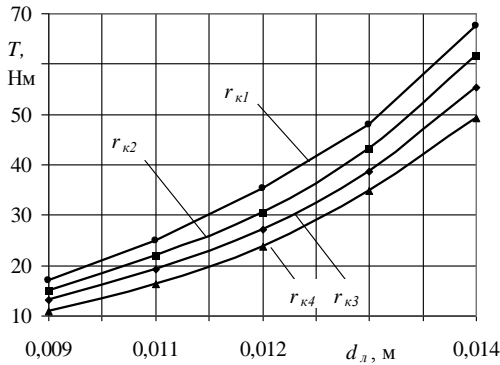


Рис. 3 – Залежність зміни крутного моменту від діаметра лунки при змінних значеннях радіуса кульки:  $r_1 = 0,007$  м;  $r_2 = 0,008$  м;  $r_3 = 0,009$  м;  $r_4 = 0,01$  м

З даних графічних залежностей можна зробити висновок, що при збільшенні діаметра лунок крутний момент  $T$  зростає. Проте збільшення радіуса кульок  $r_k$  призводить до зменшення навантажувальної здатності. Дане припущення досліджувалось статично, але очевидно це пояснюється зменшенням глибини зачеплення кульки з лункою, що й спричинятиме спрацювання патрону у запобіжному режимі при менших значеннях крутного моменту.

З метою забезпечення стабільної передачі крутного моменту доцільно підбирати конструктивні значення радіуса кульки і діаметра лунки у співвідношенні  $r_k/d_l = 0,6 \dots 0,8$ . Відхилення від даного співвідношення спричинить зменшення навантажувальної здатності пристрою або ж унеможливить його спрацювання у запобіжному режимі. Однак вибір його раціональних значень можна провести лише після серії експериментальних досліджень.

**Висновки.** Розроблений запобіжний патрон може мати застосування у процесах механічної обробки деталей, а саме у свердлильних, різьбонарізних та інших операціях. Виведені аналітичні залежності для визначення зміни величини крутного моменту від конструктивно-силових параметрів пар контакту, які можна використати при проектуванні аналогічних запобіжних пристроїв із різною навантажувальною здатністю.

**Література**

1. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтах. -Л.:Машиностроение, 1979.-344с.
2. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтах. - Л.:Политехника, 1991.-383с.
3. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник - Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
4. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
5. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. –М.:Машиностроение,1972.
6. Тепинкичев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – М.:Машиностроение, 1968.-109с.
7. Иванов Е.А. Муфты приводов. М.:Машгиз 1959.
8. Эрмих Л.Б. Справочник машиностроителя. Том 4. Предохранители от перегрузки. М.:Машгиз, 1955.
9. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3<sup>х</sup> томах. М.:Машиностроение, 1979-1982.-728с.
10. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Тернопіль, 2014 ТНТУ.

*Рецензент д.т.н. Б.М.Гевко*