

УДК 621.9 62-229.31.001.2

Б.М. Гевко, д.т.н., проф.

В.І. Диня, аспір.

О.Л. Ляшук, к.т.н., доц.

*Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя*

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЗАПОБІЖНОГО СВЕРДЛИЛЬНОГО ПАТРОНА

Наведено опис конструкції і принцип роботи запобіжного свердлильного патрона. Виведено аналітичні залежності для визначення навантаження крутним моментом на пару контакту пружина–кулька–паз, величини робочого ходу затиску x' від кута нахилу β площини конуса стрижня патрона.

Вступ. Затискні пристрої типу оправок мають значну сферу застосування у сучасному машинобудуванні в процесах механічної обробки деталей. Як правило, для цього застосовуються стандартні пристрої, розраховані на певне зусилля затиску заданої, в певному діапазоні, величини. Проте при розробці нових затискних пристроїв доцільно, з метою підвищення їх технологічності та компактності, використовувати самозатискні системи або, для зменшення енергозатрат, використовувати гвинтові затискні пристрої.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Результати досліджень розрахунків і проектування верстатних пристосувань висвітлено у працях В.С. Полякова [1], А.П. Белоусова [2], А.К. Горошкина [4], окремі аспекти розрахунку конусних елементів наведено у праці В.Т. Павлице [3]. Проте кожен новий пристрій має свою специфіку розрахунку та проектування, а отже є потреба паралельно із розробкою конструкції проводити розрахунок її конструктивно-силових параметрів.

Мета роботи. Метою наших досліджень є розробка інженерної методики розрахунку основних конструктивно-силових параметрів розробленого запобіжного свердлильного патрона.

Робота виконується у відповідності до координаційного плану з питань науки і техніки України, розділу “Машинобудування”, “Високопродуктивні технологічні процеси в машинобудуванні” на 2010–2015 роки.

Реалізація роботи. Запобіжний свердлильний патрон (рис. 1) виконано у вигляді ступінчастого циліндричного корпусу 1, з лівої сторони якого у центральному отворі 2 жорстко встановлено

циліндричну оправку 3 з можливістю осьового переміщення. Крім цього, в центральному отворі рівномірно по колу виконано, наприклад, три осьові півкруглі пази 4. В отворі 2 по зовнішньому діаметру рівномірно по колу встановлено, наприклад, три ряди кульок 5, що завальцовані в радіальних отворах 6 циліндричної оправки 3, яка виконана з центральним отвором 7, а сферичні виямки кульок 5 і є у взаємодії з осьовими півкруглими пазами.

В радіальні отвори 6 циліндричної оправки 3 встановлено пружини 8, що одним кінцем є у взаємодії з кульками 5, а нижніми кінцями є у взаємодії з конусними виточками 9, наприклад, чотири, що виконано рівномірно по довжині ступінчастої конусної оправки 10, що зовнішнім діаметром є у взаємодії з внутрішнім діаметром циліндричної оправки 3 з можливістю кругового і осьового повертання.

Циліндрична оправка з правого кінця закрита різьбовою кришкою 11, а зліва її центральний отвір 7 є у взаємодії з ступінчастою конусною оправкою 10, на зовнішньому діаметрі якої рівномірно по довжині виконано, наприклад, чотири конусних виточки 9 зі збільшеними діаметрами в сторону хвостовика 12 циліндричного ступінчастого корпусу 1, який встановлений у піноль задньої бабки 13.

З лівого торця ступінчастої конусної оправки 10 на різьбовий конусний кінець 14 меншого діаметра нагвинчено гайку 15, що жорстко кріпить цангу 16, в центральному квадратному отворі якої жорстко закріплено правим квадратним кінцем свердло 17. В цанзі виконано наскрізний отвір 18 для доступу до гайки 19 та її регулювання.

Крім цього, з лівого торця ступінчастий циліндричний корпус 1 закритий кришкою 20, що через стопорну втулку 21 здійснює обмеження ходу циліндричної оправки 3 зі свердлом 17 у заготовці 22, що жорстко закріплена в патроні 23 токарного верстата.

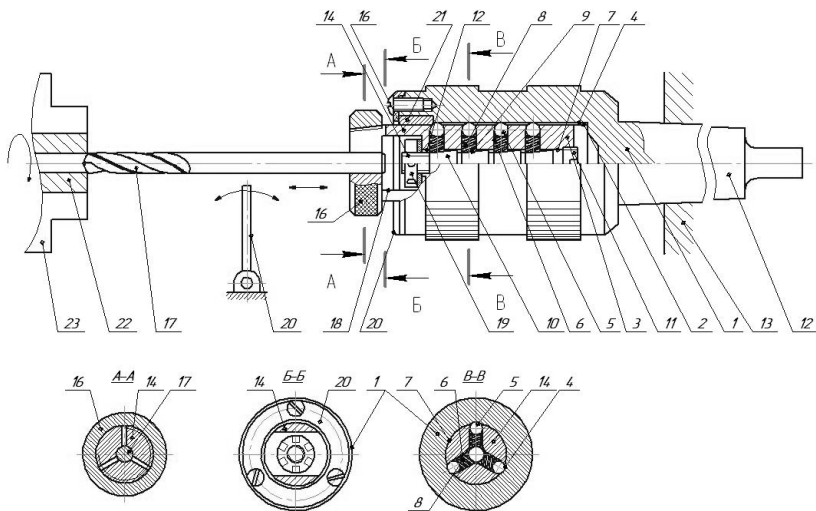


Рис. 1. Запобіжний свердильний патрон

Для обмеження осьового переміщення і включення реверса в нижній зоні переміщення торця патрона встановлено упор-перемикач 20 на станині верстата (на кресленні не показано).

Згідно з конструктивним виконанням патрона розрахунок навантаження крутним моментом на пару контакту пружина-кулька-паз можна провести за формулою [1]:

$$T = P_{\kappa} R, \quad (1)$$

де P_{κ} – колова сила; R – відстань від центральної осі патрона до точки контакту кульки з краєм лунки.

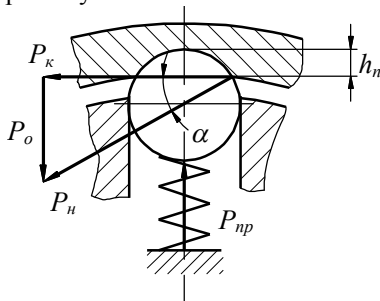


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення сил у парі контакту кулька-паз

Дана величина дорівнює:

$$R = R_0 + (r_{\bar{e}} - h_{\bar{e}}), \quad (2)$$

де R_0 – відстань від центра патрона до центра кульки; r_k – радіус кульки; $h_{\bar{e}}$ – глибина лунки.

Залежність між коловою силою і силою пружини, згідно з [1], для запобіжних пристроїв, де в процесі спрацювання переміщуються кульки, а не півмуфта, є такою:

$$P_{i\bar{o}} = P_{\bar{e}}(\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f), \quad (3)$$

де α – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею лунки; ρ – зведений кут тертя в парі контакту кулька–лунка; f – коефіцієнт тертя між кулькою та стінками посадочного отвору.

Силу дії пружини також можна представити такою залежністю:

$$P_{ip} = \tilde{N}(\Delta'_i + x'), \quad (4)$$

де C – жорсткість пружини; Δ'_o – попередня деформація (підтиск) пружини; x' – величина робочого ходу затиску.

Кут α між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею паза згідно з розрахунковою схемою (рис. 2):

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{r_{\bar{e}} - h_{\bar{e}}}{r_{\bar{e}}}\right). \quad (5)$$

Тоді з урахуванням залежності (3) значення колової сили можна визначити з рівності:

$$P_{\bar{e}} = \frac{\tilde{N}(\Delta'_i + x')}{\operatorname{tg}\left(\arcsin\left(\frac{r_{\bar{e}} - h_{\bar{e}}}{r_{\bar{e}}}\right) - \rho\right) - f}. \quad (6)$$

Після відповідної заміни, з урахуванням залежностей (2) і (6), формулу (1) можна представити у такому вигляді:

$$T = \frac{\tilde{N}(\Delta'_i + x') \cdot (R_0 + (r_{\bar{e}} - h_{\bar{e}}))}{\operatorname{tg}\left(\arcsin\left(\frac{r_{\bar{e}} - h_{\bar{e}}}{r_{\bar{e}}}\right) - \rho\right) - f}. \quad (7)$$

Метою подальших розрахунків є встановлення функціональної залежності величини робочого ходу затиску x' від кута нахилу β площини конуса стрижня патрона.

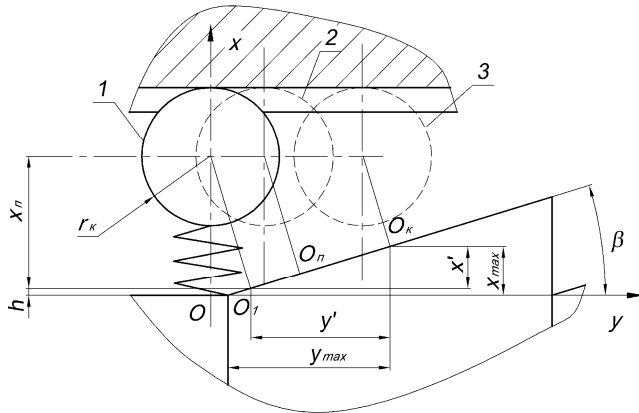


Рис. 3. Розрахункова схема для встановлення функціональної залежності величини робочого ходу затиску x' від кута нахилу β площини конуса стрижня патрона

Згідно з розрахунковою схемою (рис. 3), під час затиску кулька переміщується з положення 1 в положення 3. Затиск відбувається в період із положення 2 до положення 3. Дане переміщення відслідковується на конусній поверхні патрона відповідними точками контакту пружини від точки O_1 до точки O_k через деяку проміжну точку O_n . Оскільки в початковий момент пружина одночасно контактує з циліндричною і конусною поверхнями патрона, то доцільно визначити деяку відстань h від точки контакту пружини з конусною поверхнею до циліндричної поверхні патрона в напрямку осі ox :

$$\cos \beta = \frac{x'}{r_e}; \tag{8}$$

$$\delta' = r_e \cos \beta;$$

відповідно:

$$h = r_e - \delta' = r_e - r_e \cos \beta = r_e (1 - \cos \beta). \tag{9}$$

Величина зміщення кульки по осі oy дорівнює:

$$\frac{x_{\max}}{y_{\max}} = \frac{h}{y_{\max} - y'}. \tag{10}$$

Ввівши у рівність (9) заміну згідно з формулою (8), отримаємо:

$$\frac{x_{\max}}{y_{\max}} = \frac{r_{\epsilon}(1 - \cos \beta)}{y_{\max} - y'} \quad (11)$$

Шляхом подальших перетворень отримаємо відповідно в процесі затиску величину переміщення кульки по осі ou :

$$\begin{aligned} y_{\max} &= x_{\max} \cdot \operatorname{ctg} \beta; \\ \frac{x_{\max}}{x_{\max} \cdot \operatorname{ctg} \beta} &= \frac{r_{\epsilon}(1 - \cos \beta)}{x_{\max} \cdot \operatorname{ctg} \beta - y'}; \\ x_{\max} \cdot \operatorname{ctg} \beta - y' &= r_{\epsilon}(1 - \cos \beta) \cdot \operatorname{ctg} \beta \end{aligned} \quad (12)$$

$$y' = \operatorname{ctg} \beta \cdot [x_{\max} - r_{\epsilon}(1 - \cos \beta)].$$

Згідно з розрахунковою схемою та з урахуванням рівності (11) величину робочого ходу затиску x' можна визначити за формулою:

$$x' = y' \cdot \operatorname{tg} \beta = x_{\max} - r_{\epsilon}(1 - \cos \beta). \quad (13)$$

Відповідно кут нахилу площини конуса буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} \cos \beta &= 1 - \left(\frac{x_{\max} - x'}{r_{\epsilon}} \right); \\ \beta &= \arccos \left[1 - \left(\frac{x_{\max} - x'}{r_{\epsilon}} \right) \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

Відповідно залежність (7) з урахуванням рівності (13) можна представити у такому вигляді:

$$T = \frac{\tilde{N}(\Delta'_i + [x_{\max} - r_{\epsilon}(1 - \cos \beta)]) \cdot (R_0 + (r_{\epsilon} - h_{\epsilon}))}{\operatorname{tg} \left(\arcsin \left(\frac{r_{\epsilon} - h_{\epsilon}}{r_{\epsilon}} \right) - \rho \right) - f} \quad (15)$$

Для аналізу впливу конструктивних параметрів елементів зачеплення на характер зміни обертового моменту T було проведено розрахунок рівності (15) при таких значеннях параметрів: $C = 6000 \dots 12000$ Н/м; $\Delta'_o = 0,005 \dots 0,025$ м; $x_{\max} = 0,001 \dots 0,015$ м; $r_k = 0,008 \dots 0,015$ м; $\beta = 12 \dots 24^\circ$; $R_o = 0,04$ м; $h_{\epsilon} = 0,005 \dots 0,012$ м; $\rho = 9^\circ$; $f = 0,15$.

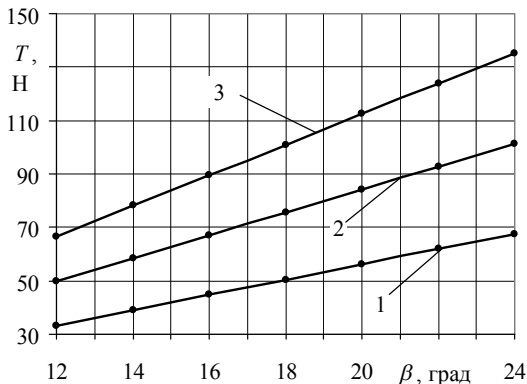


Рис. 4. Залежність зміни величини обертового моменту від кута нахилу площини конуса стрижня оправки $T = f(\beta)$ різної жорсткості пружини: 1 – $C = 6000$ Н/м; 2 – $C = 9000$ Н/м; 3 – $C = 120000$ Н/м

Шляхом аналізу числових даних отриманих у результаті розрахунку залежності (15), а також аналізуючи отримані графічні залежності $T = f(\beta)$ (рис. 4) теоретично встановлено, що збільшення кута нахилу площини конуса стрижня оправки спричиняє підвищення навантажувальної здатності елементів зачеплення. Дані величини лінійно взаємозалежні, тобто при значеннях кута нахилу площини конуса стрижня оправки $\beta = 12 \dots 24^\circ$ спостерігається поступове збільшення величини обертового моменту.

Попередньо припускаємо, що поза межами цього діапазону можливий утруднений затиск внаслідок надто малої або ж великої сили тертя. Окрім цього, при значеннях $\beta \geq 12^\circ$, можливе заклинювання кулок і, як наслідок, утруднене зняття заготовки після механічної обробки. На нашу думку, раціональним є значення кута нахилу площини конуса $\alpha = 16 \dots 18^\circ$, оскільки при інших розглянутих значеннях спостерігається значна різниця між мінімальним і максимальним зусиллям затиску, свідчить про нестабільність затискного зусилля.

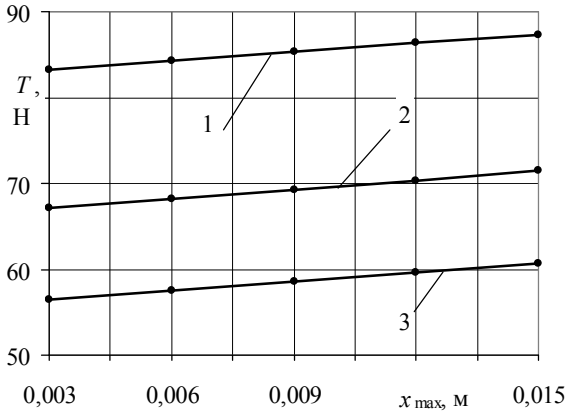


Рис. 5. Залежність зміни величини обертового моменту від значення лінійного переміщення кульки по площині конуса вздовж осі x $T = f(x_{max})$ різних значеннях радіуса кульки: 1 – $r_k = 15$ мм; 2 – $r_k = 12$ мм; 3 – $r_k = 10$ мм

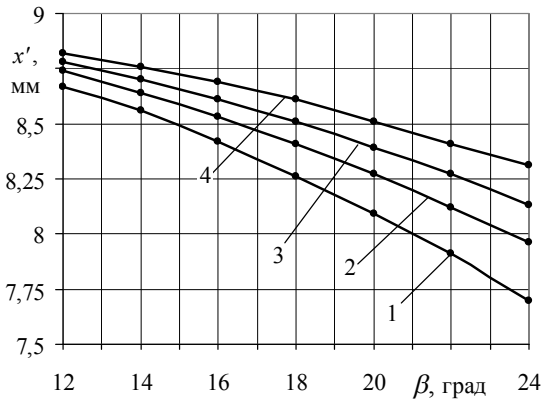


Рис. 6. Залежність зміни робочого ходу затиску від кута нахилу площини конуса стержня оправки $x' = f(\beta)$ різних значеннях радіуса кульки: 1 – $r_k = 15$ мм; 2 – $r_k = 12$ мм; 3 – $r_k = 10$ мм; 4 – $r_k = 8$ мм

Для теоретичного дослідження впливу кута нахилу β площини конуса стержня оправки і радіуса кульки на величини робочого ходу затиску x' , було проведено розрахунок залежності (13). За отриманими

результатами (рис. 6) встановлено, що збільшення кута нахилу площини конуса стрижня оправки при постійному розмірі кульки (вираженому через її радіус) збільшує величину робочого ходу затиску. Проте для оправки типових розмірів різниця між найменшим і найбільшим значенням не перевищує 5,2...11,2 %. Можна попередньо припустити, що дані величини не мають істотного впливу, ані на зусилля, ані на швидкість затиску. Проте для підтвердження даного припущення необхідна серія експериментальних досліджень.

Графічні залежності, що представлені на рисунках 4, 5, 6 дають змогу комплексно оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметра (при заданих інших), на силові параметри розробленої оправки, а також можуть бути основою для розробки інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

Висновки:

1. До переваг патрона відносяться: розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності праці, захист оснащення від перенавантаження і поломки.

2. Виведено аналітичні залежності для визначення навантаження крутним моментом на пару контакту пружина–кулька–паз, величини робочого ходу затиску x' від кута нахилу β площини конуса стрижня патрона.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Поляков В.С.* Справочник по муфтам / *В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский* ; под ред. проф. *В.С. Полякова*. – Л. : Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1979. – 343 с.
2. *Белоусов А.П.* Проектирование станочных приспособлений / *А.П. Белоусов*. – М. : Высшая школа, 1980. – 342 с.
3. *Павлище В.Т.* Основи конструювання та розрахунків деталей машин / *В.Т. Павлище*. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.
4. *Горошкин А.К.* Приспособления для металорежущих автоматов : справочник / *А.К. Горошкин*. – М. : Машиностроение, 1979. – 543 с.

ГЕВКО Богдан Матвійович – доктор технічних наук, професор, заслужений винахідник України, завідувач кафедру технології машинобудування і автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– технологія машинобудування.

ДИНЯ Володимир Іванович – аспірант Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– технологія машинобудування.

ЛЯШУК Олег Леонтієвич – кандидат технічних наук, доцент Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– технологія машинобудування.

–

Подано 06.09.2010