

УДК 621.825.5

Б.М. Гевко, В.О. Дзюра, О.С. Шевчук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ДІЛИЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТУ НА МОМЕНТ ЙОГО СПРАЦЮВАННЯ

Наведено результати проектування механізму регулювання положення довбальних різців спеціального пристрою при виготовленні внутрішніх гвинтових шліцевих канавок. Досліджено також вплив конструктивно-силових параметрів ділильного механізму пристрою для регулювання положення довбальних різців на момент його спрацювання. Виведено аналітичні залежності для визначення величини крутного моменту при переміщенні кульок в залежності від різних факторів в процесі виконання технологічного процесу.

Ключові слова: ділильний механізм, момент спрацювання, гвинтові канавки.

Постановка питання. Запобіжні механізми ділильних пристроїв довбальних верстатів широко використовуються у сучасному верстатобудуванні через те, що вони призначені для захисту елементів приводів та механізмів металорізального обладнання від перевантажень. При небезпечних значеннях крутних моментів чи навантажень вони роз'єднують кінематичний ланцюг привода запобігаючи таким чином руйнуванню інструменту чи поломці привода. На даний час розроблено багато конструкцій ділильних пристроїв та запобіжних патронів, які функціонують за принципом запобіжної муфти, проте для підвищення технологічності та компактності пристроїв доцільно комбінувати виконавчі елементи запобіжних пристроїв із основними технологічними пристроями, що впроваджено у розробленій конструкції пристрою для регулювання положення довбальних різців при нарізанні внутрішніх гвинтових шліцевих канавок (рис. 1).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання розрахунків взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів запобіжних пристроїв, їх динаміки і міцності розглянуті у працях Ряховського О.А., Іванова С.С., Нагорняка С.Г., Луціва І.В., Малащенко В.О., Гевка Р.Б. [1, 2, 3, 4]. Проте авторами досліджувались безпосередньо запобіжні муфти, а розрахунок даної конструкції пристрою для регулювання положення довбальних різців, має свої особливості, які необхідно враховувати.

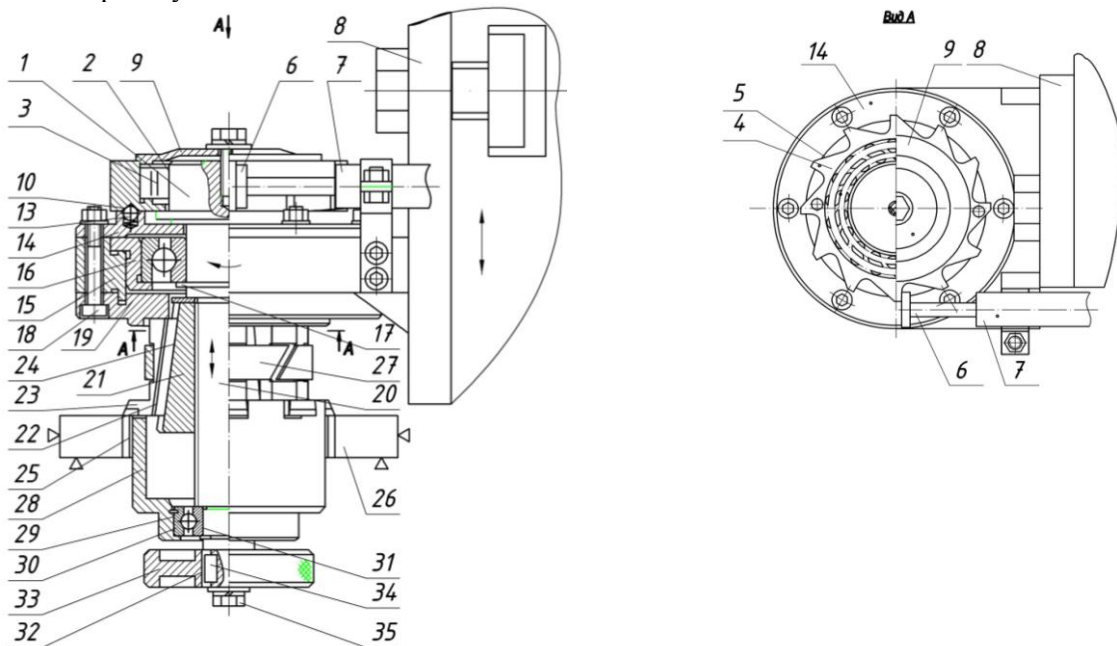


Рис. 1. Конструкція пристрою для регулювання положення довбальних різців при нарізанні внутрішніх гвинтових шліцевих канавок

Мета і завдання досліджень. Метою досліджень є встановлення впливу конструктивно-силових параметрів ділильного механізму технологічного пристрою довбального верстату, який базується на принципі роботи запобіжної муфти з парами контакту пружина-кулька-лунка, саме навантажувальної здатності і моменту спрацювання в запобіжному режимі.

Робота виконувалась в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2010-2015 роки, затвердженої постановою кабінету Міністрів України.

Виклад основного матеріалу. Механізм регулювання положення довбальних різців технологічного пристрою виконано у вигляді ступінчастого вала 1, вісь обертання якого є паралельною до напрямку руху повзуна довбального верстату. На верхній ступені 2 ступінчастого вала найбільшого діаметра встановлено обгонну муфту 3, на зовнішньому діаметрі якої жорстко встановлено храпове зубчасте колесо 4, зуби 5 якого є у взаємодії з торцем поршня 6, пневмоциліндр 7 який жорстко закріплений до повзуна 8 довбального верстату (на кресленні не показано). Вісь гідроциліндра є перпендикулярною до напрямку руху повзуна довбального верстату. Зверху обгінна муфта закрита кришкою 9 і закріплена до ступені 2 найбільшого діаметра ступінчастого вала болтами. З нижньої сторони на торці храпового зубчастого колеса рівномірно по колу виконані сферичні виїмки 10 в кількості, наприклад 12, які є у взаємодії з кульками 13, які встановлені в стопорній кришці 14 з можливістю кругового повертання храпового колеса 4. Кількість лунок 12 визначають величину кута повороту механізму на 30° за один прохід.

Знизу до торця стопорної кришки жорстко закріплено корпус 15 з підшипником 16, який встановлено в центральний отвір зовнішнім діаметром, а внутрішнім отвором він є у взаємодії з шийкою 17 ступінчастого вала 1 меншого діаметра ніж ступінь 2.

Корпус за допомогою болтів 18 жорстко з'єднаний зверху з стопорною кришкою 14 і знизу з направляючою кришкою 19.

На третій ступені 20 ступінчастого вала 1 нарізана різь, на яку нагвинчена конусна гайка 21, зовнішня конусна поверхня 22 якої є у взаємодії з довбальними різцями 23, які встановлені в конусні шліци 24 цієї гайки, які розміщені рівномірно по колу. Довбальні різці встановлені напроти гвинтових канавок 25, які необхідно обробити в отворі заготовки 26. По зовнішній поверхні довбальні різці є у взаємодії з циліндричною пластинчастою пружиною 27, яка стискає їх до центра. Верхніми кінцями довбальні різці 23 встановлені в пази направляючої кришки 19, а робочою частиною в стакані 28. Останній меншим ступінчастим отвором 29 встановлено на підшипник 30, а внутрішнім – на нижню шийку 31 ступінчастого вала 1 з можливістю кругового повертання. На саму нижню шийку 32 ступінчастого вала встановлено маховик 33 на шпонку 34 з можливістю кругового повертання, який знизу жорстко закріплений болтом 35.

Робота механізму для регулювання положення довбальних різців здійснюється наступним чином. Механізм жорстко кріпиться до повзуна 8 довбального верстату (на кресленні не показано) відомим способом. Заготовку 26 жорстко встановлено в пристрої, а довбальні різці 23 встановлені напроти гвинтових пазів 25, які необхідно обробити. Після підготовчих операцій вмикають верстат і здійснюють процес вертикального переміщення повзуна 8 верстату разом з механізмом регулювання положення довбальних різців 23. Після закінчення першого проходу автоматично вмикається гідронасос, який в гідроциліндрі 7 переміщає шток з поршнем 6, який у свою чергу переміщує храпове зубчасте колесо 4 з зубами 5 на необхідний кут. Забезпечення необхідної величини припуску на довбання здійснюється конусною поверхнею гайки 21. При цьому довбальні різці 23 опускаються по конусних шліцах 24 гайки 21 і здійснюють процес подачі на величину припуску, після чого знову здійснюється процес вертикального переміщення повзуна 8 верстату. Після закінчення процесу довбання обертаючи маховик 33 довбальні різці встановлюють у вихідне положення і деталь 26 знімається з верстату, а на її місце встановлюється наступна, яку закріплюють і повторюють процес довбання.

На даному етапі досліджень ми розглянемо ділильний механізм, який базується на принципі роботи запобіжної муфти з парами контакту пружина-кулька-лунка і забезпечує кінематичний зв'язок між механізмом регулювання положення довбальних різців і корпусом пристрою. Колову силу, що сприймає пара контакту пружина-кулька-лунка, коли деформуючи пружину 27 переміщається кулька, можна визначити із відповідних рівностей, які описують залежність між коловою силою і силою пружини, а також силу дії пружини [1]. Відповідно колова сила буде рівна

$$P_k = \frac{C(\Delta_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) f}, \quad (1)$$

де C – жорсткість пружини, Н/мм;

Δ_o – попередня деформація (підтиск) пружини, мм;

Δ_n – поточна деформація пружини, мм;

α – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею лунки, град;

ρ – кут тертя між кулькою і поверхнею лунки, град;

f – коефіцієнт тертя між кулькою і поверхнею посадочного отвору.

Проте із розрахункової схеми (рис.2) бачимо, що в процесі проковзування кульки по поверхні лунки змінними величинами є поточна деформація пружини Δ_n і кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею лунки α . Ці параметри є взаємопов'язаними, оскільки Δ_n рівна деякій величині δ' , яка фактично визначає значення поточної деформації пружини в момент проковзування, а через δ' можна визначити змінне значення кута між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею лунки α' .

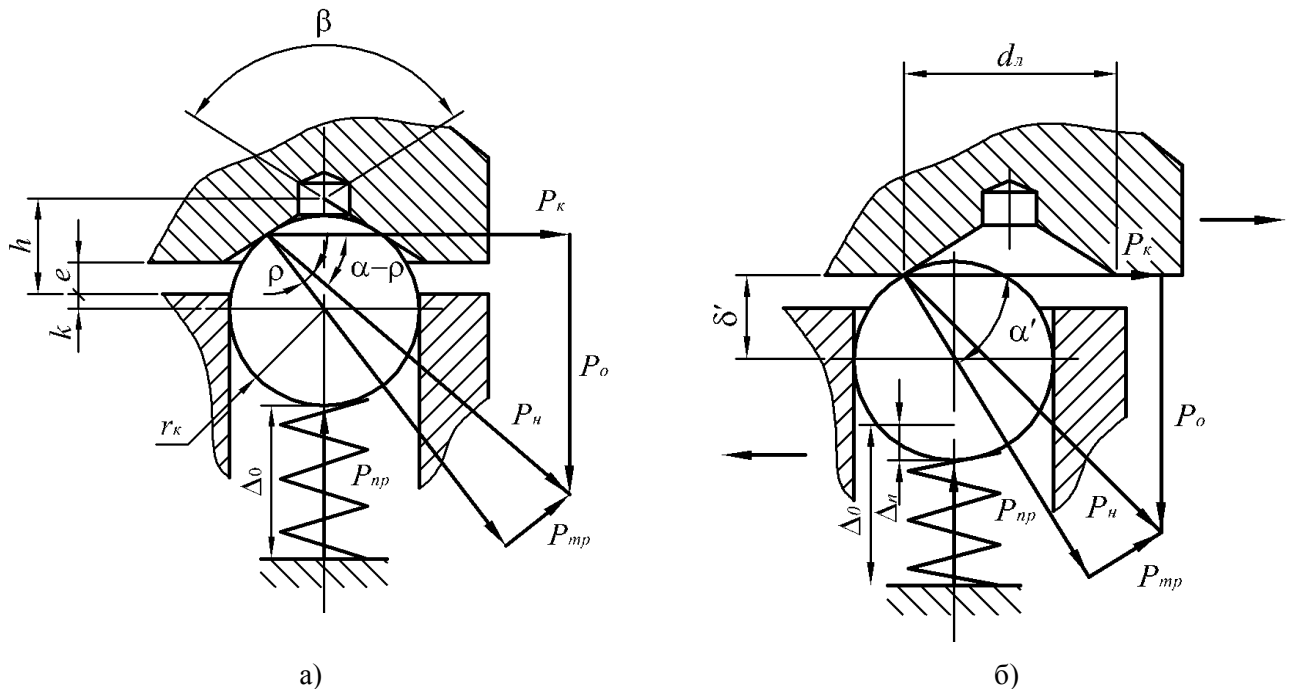


Рис.2. Розрахункова схема для визначення конструктивно-силових параметрів пари контакту пристрою для регулювання положення довальних різців

Максимальна поточна деформація пружини в момент проковзування рівна (рис.2)

$$\Delta_{n.\max} = \delta' = r_k - (e + k). \quad (2)$$

Для визначення характеру зміни крутного моменту при переміщенні кульок використовували наступну розрахункову схему (рис.3). Враховуючи вихід кульок на торцеву поверхню храпового зубчастого колеса, при розіткненні пар контакту на величину $\Delta_{n.\max}$, при визначенні зміни крутного моменту при переміщенні кульок по похилій поверхні лунок, залежність для визначення крутного моменту буде мати вигляд

$$T = P_{\kappa} R = \frac{RC \left[\alpha_0 + h_{\text{л}} + x \right]}{\operatorname{tg} \left[90^{\circ} - \beta/2 - \rho \right]} f', \quad (3)$$

де R – радіус розміщення кульок.

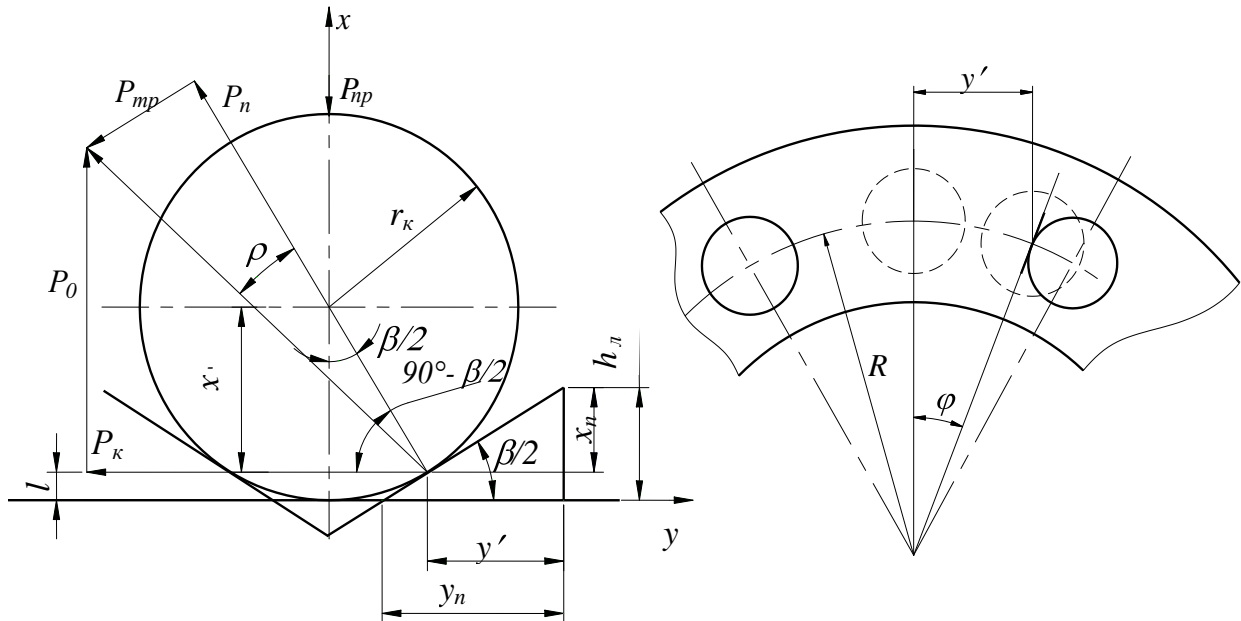


Рис.3. Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів взаємодії кульки з площиною лунки

Для встановлення функціональної залежності величини x_n від кута відносного повертання φ між механізмом регулювання положення довбальних різців і корпусом пристрою, при відомому куті нахилу β поверхні лунки задались наступним. Оскільки кулька контактує з торцевою поверхнею храпового зубчастого колеса і похилою поверхнею лунки, то визначимо відстань l від плями контакту кульки з поверхнею лунки в напрямку осі x , де

$$\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{x'}{r_{\kappa}}; \quad x' = r_{\kappa} \cos\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (4)$$

Відповідно

$$l = r_{\kappa} - x' = r_{\kappa} - r_{\kappa} \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = r_{\kappa} \left(1 - \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)\right). \quad (5)$$

Відносне колове зміщення y' храпового зубчастого колеса і корпуса пристрою зв'язані наступною залежністю

$$\frac{h_{\text{л}}}{h_{\text{л}} \operatorname{ctg}\left(\frac{\beta}{2}\right)} = \frac{r_{\kappa} \left(1 - \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)}{h_{\text{л}} \operatorname{ctg}\left(\frac{\beta}{2}\right) - y'}, \quad (6)$$

звідки

$$y' = ctg\left(\frac{\beta}{2}\right)\left(h_l - r_k\left(1 - \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)\right). \quad (7)$$

Кут φ , при проходженні кульки по поверхні лунки, розраховується за формулою

$$\varphi = \frac{y'}{R}, \quad (8)$$

відповідно x_n визначається як

$$x_n = \varphi R t g\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (9)$$

З врахуванням залежності (9) рівність (3) набуде вигляду

$$T = \frac{RC \left[\alpha_0 + h_l + \varphi R t g\left(\frac{\beta}{2}\right) \right]}{t g\left(90^\circ - \beta/2 - \rho\right) f}. \quad (10)$$

Максимального значення крутний момент набуває при осьовому переміщенні кульки на величину x_n . Тоді максимальне значення φ буде рівне

$$\varphi_{\max} = \frac{ctg\left(\beta/2\right)\left(h_l - r_k\left(1 - \cos\left(\beta/2\right)\right)\right)}{R}. \quad (11)$$

Аналогічна залежність для визначення максимального крутного моменту, який може сприймати даний пристрій без проковзування кульок по поверхні храпового зубчастого колеса буде рівною

$$T_{\max} = \frac{RC \left[\alpha_0 + h_l + \left(h_l - r_k\left(1 - \cos\left(\beta/2\right)\right)\right) \right]}{ctg\left(\beta/2\right) f \rho}. \quad (12)$$

Максимальне значення кута нахилу поверхні лунки β_{\max}

$$\beta_{\max} = 2 \arccos\left(\frac{h_l}{r_k}\right). \quad (13)$$

Радіус лунки можна визначити за умови

$$r_l^2 = r_k^2 - \left(r_k^2 - h_l^2\right), \quad (14)$$

звідки

$$r_l = \sqrt{2r_k h_l - h_l^2}. \quad (15)$$

Для проведення аналізу впливу конструктивних параметрів на характер і зміни крутного моменту T , при змінних значеннях кута нахилу лунки, було проведено розрахунок залежності (12). На основі результатів розрахунків побудовані графічні залежності крутного моменту $T=f(\beta)$ при змінних значеннях радіуса кульки r_k (рис.4).

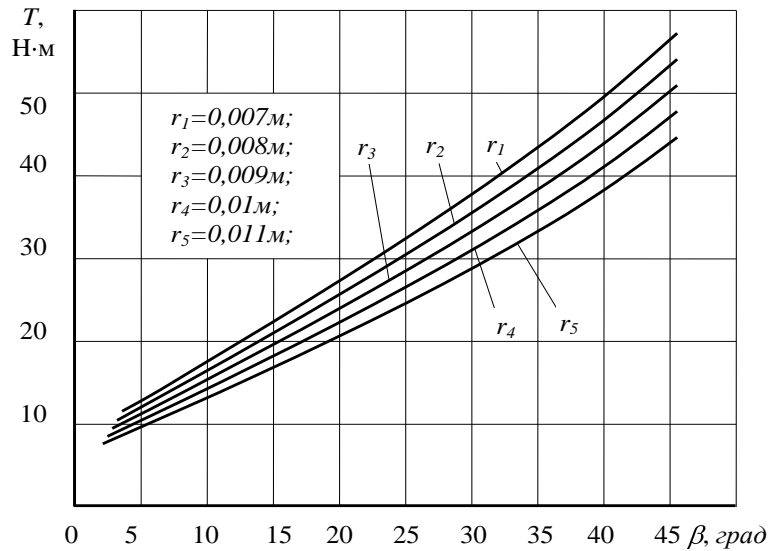


Рис.4. Залежність зміни крутного моменту від кута нахилу поверхонь лунки при змінних значеннях радіуса кульки

З даних графічних залежностей можна зробити висновок, що при збільшенні кута нахилу поверхонь лунок β крутний момент T зростає. Причому збільшення радіуса кульок r_k призводить до більш плавного зростання величини крутного моменту.

З точки зору силового розрахунку, а також мінізації динамічних навантажень на елементи приводу в процесі проковзування доцільним є збільшення величини кута β нахилу поверхонь лунок. Однак вибір його раціональних значень можна провести лише після попередніх динамічних розрахунків і експериментальних досліджень.

Для аналізу впливу конструктивних параметрів на характер зміни крутного моменту T від кутового зміщення φ механізму регулювання положення довбальних різців і корпусу пристрою, розраховувалась аналітична залежність (12) при значеннях змінних параметрів: $R=(0,06\dots0,1)$ м; $r_k=(0,007\dots0,011)$ м; $h_n=(0,4\dots0,7)r$.

При дослідженні впливу одного з параметрів на величину крутного моменту T , інші залишаються незмінними і їх абсолютні значення становили: $R=0,08$ м; $r_k=0,009$ м; $h_n=0,7r_k$; $C=40000$ Нм. При цьому приймали, що $\Delta_0=0,01$ м; $\rho=9^\circ$.

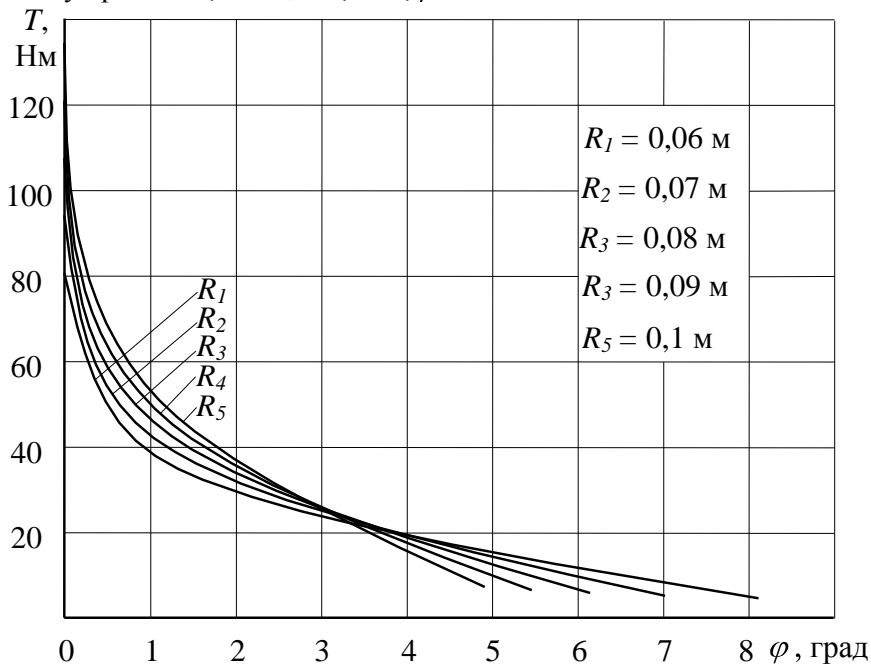
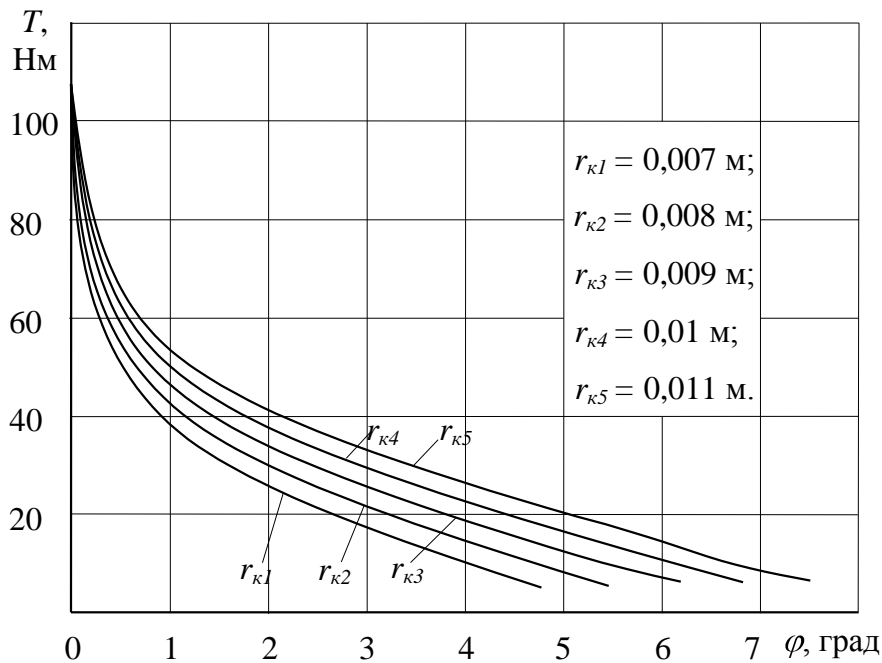
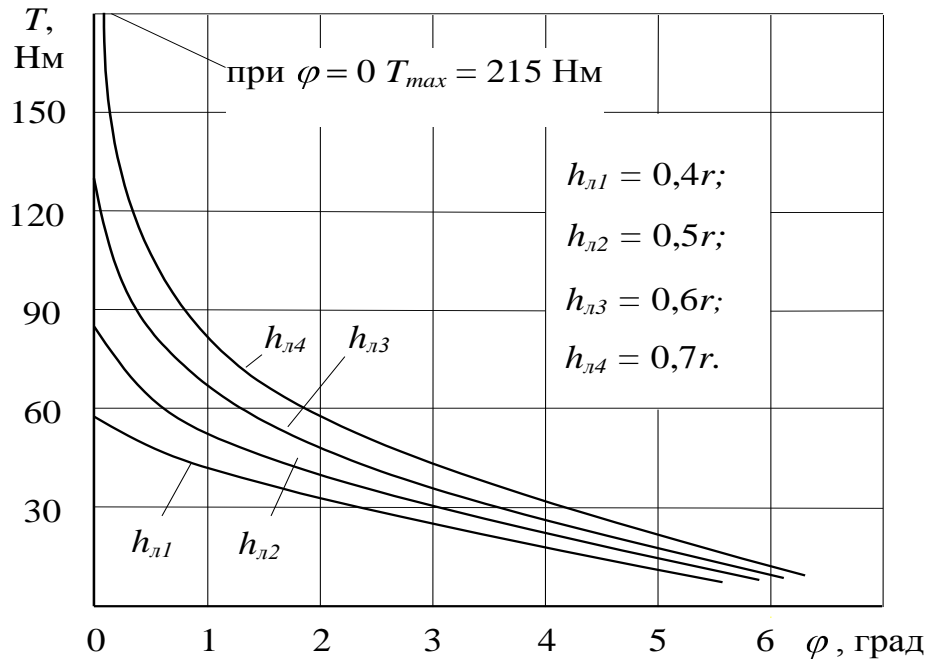


Рис.5. Графічні залежності зміни крутного моменту $T=f(\varphi)$ при змінних значеннях радіуса розташування кульок

Рис.6. Графічні залежності зміни крутного моменту $T=f(\varphi)$ при змінних значеннях радіуса кульокРис.7. Графічні залежності зміни крутного моменту $T=f(\varphi)$ при змінних значеннях глибини лунки

Аналізуючи графічні залежності можна констатувати, що характер зміни кривої $T = f(\varphi)$ має вигляд степеневі функції. Причому збільшення величини R призводить до зростання початкового крутного моменту, який сприймає пара контакту. А при стабільному відношенні $h_l = 0,7r_k$ зміна радіуса кульки не впливає на початкове значення крутного моменту. Однак при збільшенні величини r_k зростає кутове зміщення механізму регулювання положення довбальних різців і корпусу пристрою аж до їх повного розчеплення. Так, при збільшенні r_k від 0,007 до 0,011 м кутове зміщення зростає від $4^\circ,47'$ до $7^\circ,31'$. Найбільш суттєвий вплив на характер і рівень зростання T має величина глибини виконання лунки h_l . Встановлено, що зростання h_l від $0,4r_k$ до $0,8r_k$ призводить до зростання T у 3,92 раза.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблений пристрій для регулювання положення довбальних різців може мати практичне застосування у металорізальному обладнанні, яке сприймає значні навантаження;

2. Графічні залежності дозволяють оцінити вплив основних параметрів пари контакту пружина-кулька-лунка на величину крутного моменту, який сприймає механізм регулювання положення довбальних різців, а також можуть бути основою для розробки інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

1. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. - Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
2. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования. Справочник. – К.: Техніка, 1992. – 72 с.
3. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник - Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
4. Гевко Р.Б. Разработка конструкций и определение функционально-эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт: Дис. канд. тех. наук: 05.02.02 – Львов, 1990. – 180 с.