

УДК 621.825.5

С. Білик<sup>1</sup>, канд. техн. наук; В. Диня<sup>1</sup>; О. Шевчук<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Бережанський агротехнічний інститут національного університету біоресурсів та природокористування України

<sup>2</sup>Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## РОЗРАХУНОК УДАРНИХ ТА КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ У МЕХАНІЗМІ РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ ДОВБАЛЬНИХ РІЗЦІВ ПРИСТРОЮ

*Резюме.* Розроблено методику розрахунку ударних та контактних напружень у механізмі регулювання положення довбальних різців пристрою при виготовленні внутрішніх гвинтових шліцьових канавок методом довбання. Виведено аналітичні залежності зміни значення сили удару від зведеної маси контактуючих деталей при різних значеннях швидкості контакту для забезпечення нормальних умов експлуатації зубів механізму односторонньої дії.

*Ключові слова:* різець, довбання, механізм, напруження, періодична дія.

S.Bilyk, O.Shevchuk, V.Dunia

## CALCULATION OF STRIKING AND CONTACT STRESSES IN A MECHANISM OF REGULATING THE POSITION OF A DEVICE'S CARVING CUTTERS

*The summary.* The technique of calculating the striking and contact stresses in a mechanism of regulating the position of a device's carving cutters during the manufacture of internal screw slot grooves using the carving methods is worked out. The analytical dependences of changing the value of impact power on the reduced mass of contacting details at different values of contact velocity in order to supply the normal conditions of exploitation of mechanism's teeth of one-way action are developed as well.

*Key words:* cutter, carving, mechanism, stress, periodical action.

### Умовні позначення

$\beta$  – поправочний коефіцієнт, що враховує матеріал і форму контактуючих поверхонь;

$E$  – модуль пружності матеріалу, МПа;

$\mu$  – коефіцієнт Пуассона;

$\Delta_n$  – поточна деформація пружини, мм;

$R_1, R_2$  – радіуси контактуючих поверхонь, мм;

$m$  – приведена маса системи, кг;

$m_1, m_2$  – відповідні маси контактуючих деталей;

$Z_M$  – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу деталей;

$\rho_{зв}$  – зведений радіус кривизни контакту, мм;

$\alpha'$  – кут, що визначає положення вектора навантаження  $F$  щодо осі зуба, град;

$Y_\beta$  – коефіцієнт, що враховує зменшення навантаження при зміщенні зуба;

$\alpha_k$  – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

**Постановка проблеми.** При виготовленні шліцьових та інших профільних поверхонь приводних чи інших використовують довбальні пристрої, у яких для регулювання положення довбальних різців ланкою, яка зазнає ударних навантажень, є зуби храпового колеса, що в процесі роботи періодично контактують із торцем поршня пневмоциліндра. Відповідно є необхідність розглянути явище удару у згаданій вище парі контакту під час виконання технологічного процесу нарізання внутрішніх гвинтових шліцьових канавок.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питання розрахунків взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів запобіжних пристроїв, їх динаміки і міцності розглянуто у працях Пановко Я.Г., Павлище В.Т., Ряховського О.А., Іванова С.С., Нагорняка С.Г., Луціва І.В., Малащенко В.О., Гевка Р.Б. [1, 2, 3, 4, 5, 6] та інших. Проте автори досліджували безпосередньо запобіжні муфти, а розрахунок даної конструкції пристрою для регулювання положення довбальних різців, має свої особливості, які не враховані в цих розробках і їх необхідно дослідити.

**Метою роботи** є теоретичне обґрунтування та визначення залежності ударних навантажень і контактних напружень у механізмі регулювання положення довбальних різців у довбальному пристрої, що використовується для виготовлення внутрішніх гвинтових шліцьових канавок методом довбання.

Робота виконано у рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2010–2015 роки, що затверджено Кабінетом Міністрів України.

**Реалізація роботи.** Для підвищення продуктивності праці при виготовленні внутрішніх гвинтових шліцьових канавок методом довбання ми розробили механізм регулювання положення довбальних різців (рис. 1) [7]. Механізм регулювання положення довбальних різців виконано у вигляді ступінчастого вала 1, вісь обертання якого є паралельною до напрямку руху повзуна довбального верстата. На верхньому ступені 2 ступінчастого вала найбільшого діаметра встановлено обгінну 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 верстата (на кресленні не показано). Вісь гідроциліндра є перпендикулярною до напрямку руху повзуна довбального верстата, а зверху обгінна муфта закрита кришкою 9 і закріплена до ступеня 2 найбільшого діаметра ступінчастого вала болтами. З нижнього боку на торці храпового зубчастого колеса рівномірно по колу виконано сферичні виїмки 10 в кількості, наприклад, 12, які є у взаємодії з кульками 13, що встановлені в стопорній кришці 14 з можливістю кругового повертання храпового колеса 4. Кількість лунок 12 визначають величину кута повороту механізму на  $30^\circ$  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 зі стопорною кришкою 14 і знизу з направляючою кришкою 19.

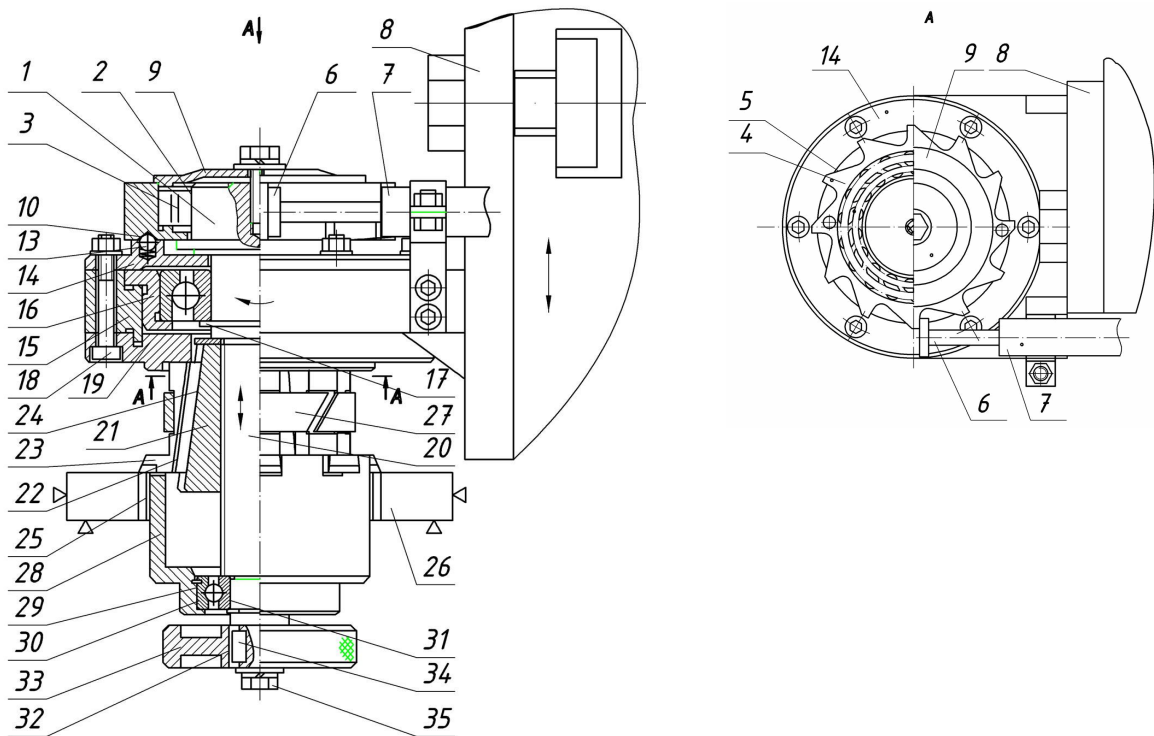


Рисунок 1. Конструкція пристрою для регулювання положення довбальних різців при нарізанні внутрішніх гвинтових шліцьових канавок

На третьому 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 шліці 24 цієї гайки, що розміщені рівномірно по колу. Довбальні різці встановлені навпроти гвинтових канавок 25, які необхідно обробити в отворі заготовки 26. По зовнішній поверхні довбальні різці є у взаємодії з циліндричною пластинчастою пружиною 27, яка стискує їх до центра. Верхніми кінцями довбальні різці 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 провертання. На саму нижню шийку 32 ступінчастого вала встановлено маховик 33 на шпонку 34 з можливістю кругового провертання, який знизу жорстко закріплений болтом 35.

Оскільки точки контакту є фактичними центрами ударних навантажень, то можливі деформації виникають у зоні цих контактних точок, а так як відповідні об'єми матеріалів відносно малі, то можна знехтувати масою деформованих об'ємів.

У даному випадку зв'язок між ударною силою  $F$  і зближенням  $x$  деталей, що зазнають удару, можна прийняти як і при статичному навантаженні, і якщо початковий контакт відбувається в одній точці, а відстань між контактуючими поверхнями описується рівнянням другого порядку, то нелінійну залежність між силою і зближенням контактуючих деталей можна описати формулою статичної теорії пружності [1]

$$F = \beta x^{3/2}. \quad (1)$$

Дану величину можна розрахувати за формулою

$$\beta = \frac{2}{3(1 - \mu^2)} \cdot E \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}. \quad (2)$$

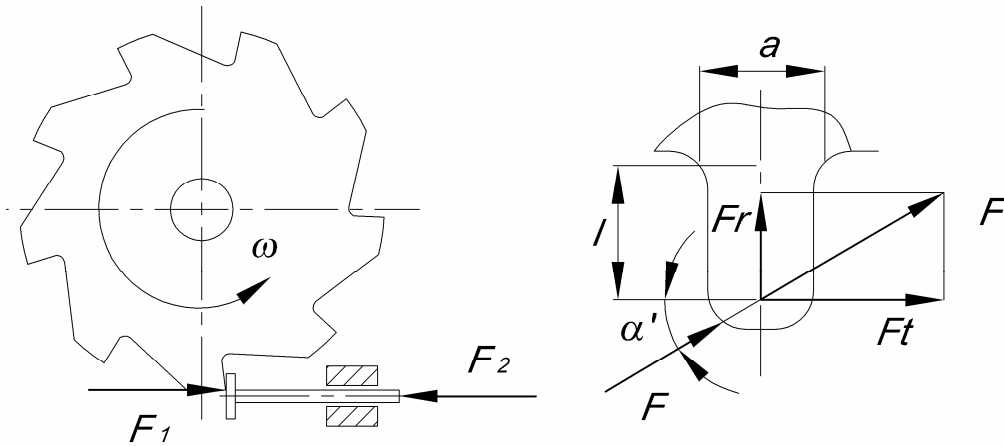


Рисунок 2. Розрахункова схема для визначення напружень згину в зубці храпового колеса

Враховуючи специфіку конструкції контактуючих деталей у довбальному пристрої, для регулювання положення довбальних різців формула (2) набуде дещо іншого вигляду. Тобто необхідно врахувати, що одна із деталей, а саме торцева поверхня поршня, немає радіуса заокруглення, відповідно

$$\beta = \frac{2E}{3(1 - \mu^2)}. \quad (3)$$

З урахуванням рівності (3) для нашого випадку формулу статичної теорії пружності можна представити у вигляді

$$F = \frac{2Ex^{3/2}}{3(1 - \mu^2)}. \quad (4)$$

Розглянемо удар поверхонь зуба храпового колеса і торця поршня з урахуванням того, що координати їх центра ваги  $x_1$  і  $x_2$  будуть відраховуватися від точки їх першого контакту. В даному випадку зближення центра мас контактуючих деталей у процесі удару можна описати рівністю

$$x = x_1 - x_2. \quad (5)$$

Рівняння руху обох деталей у процесі удару можна описати формулою

$$m_1 \ddot{x}_1 = -F(x); \quad m_2 \ddot{x}_2 = F(x). \quad (6)$$

Виключивши з цих рівнянь координати  $x_1$  і  $x_2$  та рівність (5), отримаємо рівність

$$\ddot{x} = -\frac{F(x)}{m}, \quad (7)$$

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}. \quad (8)$$

Шляхом інтегрування рівності (7) отримаємо

$$\frac{1}{2}\dot{x}^2 = -\frac{1}{m_0}\int_0^x F(x)dx + C. \quad (9)$$

Для визначення постійної величини  $C$  скористаємося початковою умовою, тобто задамося тим, що в початковий момент процесу відносна швидкість тіл дорівнює  $v_{20} - v_{10}$ . Позначимо дану швидкість через  $v_0$  і отримаємо, що стала інтегрування  $C$  дорівнює  $v_0^2/2$ . Відповідно

$$\dot{x}^2 - v_0^2 = -\frac{2}{m_0}\int_0^x F(x)dx. \quad (10)$$

Із рівності (10) можна знайти найбільше зближення тіл контакту і максимальну ударну силу. Для цього необхідно врахувати, що в момент найбільшого зближення відносна швидкість дорівнює нулю, а отже

$$\frac{2}{m_0}\int_0^{x_{\max}} F(x)dx = v_0^2. \quad (11)$$

З урахуванням рівностей (1) і (3) отримаємо

$$\int_0^{x_{\max}} \frac{2Ex^{3/2}}{3(1-\mu^2)}dx = \frac{2}{5} \cdot \frac{2Ex_{\max}^{5/2}}{3(1-\mu^2)}. \quad (12)$$

Відповідно

$$x_{\max} = \left( \frac{15(1-\mu^2)mv_0^2}{8E} \right)^{2/5}. \quad (13)$$

Відповідне максимальне значення ударної сили можна розрахувати за формулою

$$F_{\max} = \left( \frac{2E}{3(1-\mu^2)} \right)^{2/5} \left( \frac{5mv_0^2}{4} \right)^{3/5}. \quad (14)$$

Аналізуючи графічні залежності (рис. 3) можна констатувати, що характер зміни кривої  $F = f(m)$  має вигляд взаємозалежної функції. Причому збільшення значення зведеної маси контактуючих деталей паралельно зі збільшенням швидкості їх контакту, як і очікувалось, призводить до підвищення контактних навантажень. Відповідно є необхідність у проведенні міцнісних розрахунків, а саме контактних напружень на поверхні зуба храпового колеса.

Відомо, що у випадку ударних контактів точка контакту перетворюється в контакт по круговій площині [2]. Відповідно максимальне напруження в зоні контакту і відповідна умова контактної міцності мають вигляд

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{F_{\max}/2\rho_{36}} \leq [\sigma]_H. \quad (15)$$

При ударних навантаженнях доцільно розглянути розрахунок зуба на згин, що може призвести його руйнування. Під час розрахунку зуба на згин його розглядають як консольну балку. Розрахункове навантаження у нашому випадку прикладене до вершини зуба, а саме це є найнебезпечніший випадок навантаження з точки зору виникнення максимального напруження згину в його основі. Перенесемо точку

прикладання ударного навантаження  $F$  на вісь симетрії зуба й умовно розкладемо її на дві взаємно перпендикулярні складові (рис. 2).

$$F_t = F \cos \alpha' ; \quad F_r = F \sin \alpha' . \quad (16)$$

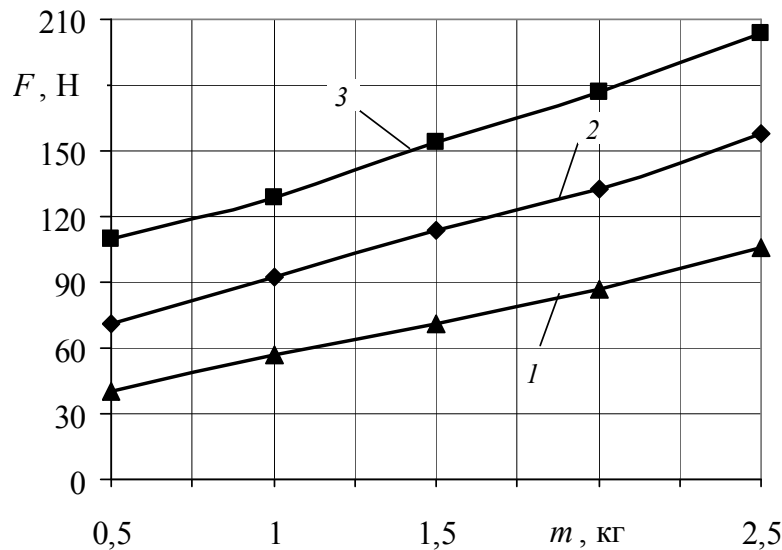


Рисунок 3. Графічні залежності зміни значення сили удару від зведеної маси контактуючих деталей при різних значеннях швидкості контакту:  
1 –  $v = 3$  м/с; 2 –  $v = 6$  м/с; 3 –  $v = 9$  м/с

Відповідно складова сили  $F_t$  спричиняє напруження згину  $\sigma_{зг}$ , а складова  $F_r$  – напруження стиску.

$$\begin{aligned} \sigma_{зг} &= 6Fl \cos \alpha' / a^2 \\ \sigma_{ст} &= F \sin \alpha' / a \end{aligned} \quad (17)$$

Оскільки втомні руйнування починаються з робочого боку профілю зуба, то розрахунки проводять за формулою [2]

$$\sigma_F = Y_\beta (\sigma_{зг} - \sigma_{ст}) \alpha_k \leq [\sigma]_F . \quad (18)$$

**Висновки.** Наведені аналітичні залежності дозволяють розраховувати ударні та контактні навантаження у пристрої для регулювання положення довбальних різців і можуть бути основою для розроблення інженерної методики проектування аналогічних пристроїв для роботи на відповідних верстатах.

#### Література

1. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара [Текст] / Я.Г. Пановко. – Изд. 3-е, доп. и перераб. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
2. Павлище, В.Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин [Текст] / В.Т. Павлище. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
3. Ряховский, О.А. Справочник по муфтам [Текст] / О.А. Ряховский., С.С. Иванов. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
4. Нагорняк, С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: справочник [Текст] / С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив. – К.: Техника, 1992. – 72 с.
5. Малащенко, В.О. Муфты приводів. Конструкції та приклади розрахунку: навч. посібник [Текст] / В.О. Малащенко. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196с.
6. Гевко, Р.Б. Разработка конструкций и определение функционально-эксплуатационных характеристик

шариковых предохранительных муфт: дис. ...кандидата. техн. наук: 05.02.02 [Текст] / Гевко Роман Богданович. – Львов, 1990. – 180 с.

*Отримано 10.10.2011*