

Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий, О.В. Поліщук
ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ СИЛОВИХ ЛАНОК
ГІДРОІМПУЛЬСНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОГО РІЗАННЯ ТА ПОВЕРХНЕВОГО
ЗМІЦНЕННЯ, ВИКОНАНИХ У ВИГЛЯДІ КОМБІНАЦІЇ ПОРШНЯ З ПРОРІЗНОЮ
ПРУЖИНОЮ ТА ЗОЛОТНИКА З ПРОРІЗНОЮ ПРУЖИНОЮ

В статті розглянуто особливості розрахунку прорізних пружин суміщених з силовими та розподільними елементами гідроімпульсних пристроїв для вібраційного різання та поверхневого зміцнення. результати розрахунку перевірені експериментально і використані для проектування названих пристроїв

Ключові слова: Прорізна пружина, поршень-прорізна пружина, золотник-прорізна пружина, роботоздатність, методика розрахунку

Рис. 8. Форм. 5. Літ. 8.

Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий, О.В. Поліщук
ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИЛОВЫХ ЗВЕНЬЕВ
ГИДРОИМПУЛЬСНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ВИБРАЦИОННОГО РЕЗАНИЯ И
ПОВЕРХНОСТНОГО УКРЕПЛЕНИЯ, ВЫПОЛНЕННЫХ В ВИДЕ КОМБИНАЦИИ
ПОРШНЯ С ПРОРЕЗНОЙ ПРУЖИНОЙ И ЗОЛОТНИКА С ПРОРЕЗНОЙ ПРУЖИНОЙ

В статье рассмотрены особенности расчета прорезных пружин совмещенных с силовыми и распределительными элементами гидроимпульсных устройств для вибрационного резания и поверхностного упрочнения. результаты расчета проверены экспериментально и использованы для проектирования названных устройств

Ключевые слова: Прорезная пружина, поршень - прорезная пружина, золотник - прорезная пружина, работоспособность, методика расчета.

R. Obertuh, A. Slabkiy, A. Polishuk
FEATURES OF CALCULATION AND PLANNING OF POWER LINKS OF
HYDROIMPULSIVE DEVICES FOR VIBRATION CUTTING AND STRENGTHENING
SURFACE MADE IN COMBINATION OF PISTON WITH PROCARVED SPRING AND SLIDE-
VALVE WITH PROCARVED SPRING

The article describes the features of the calculation welt springs alignment with the power and distribution hydroimpulsive elements vibrating device for cutting and strengthening surface. proven results of calculation and experimental design use said device

Keywords: Procarved spring, piston with procarved spring, slide-valve with procarved spring, performance, method of calculation

У Вінницькому національному технічному університеті розроблено ряд пристроїв для вібраційного різання та поверхневого деформаційного зміцнення деталей, в яких використанні прорізні пружини [1 – 3], що виконанні у вигляді комбінацій золотника з прорізною пружиною (ЗПП) та поршня з прорізною пружиною (ППП). Оригінальні силові ланки цих пристроїв, також виконують функції розподільних елементів генераторів імпульсів тиску (ГІТ) параметричного типу, що суттєво зменшує габарити пристроїв та розширює їх технічні можливості.

Оскільки у відкритому друку не виявлено результатів досліджень пружних елементів високої жорсткості, типу прорізних пружин, поєднаних з силовими і розподільними елементами гідроімпульсних пристроїв, то доцільно розробити методика розрахунку та проектування таких елементів на основі відомих методик, а також експериментально перевірити достовірність розрахункових залежностей.

ППП — виконує функції силового (поршень гідроциліндра) пружного елемента гідроімпульсного пристрою, в який вбудовано ГІТ пристрою, і в процесі роботи циклічно навантажується з частотою до 200 Гц і амплітудою до 2 мм. В подібних умовах працює і ЗПП.

Аналіз літературних джерел виявив дві основні методики I та II розрахунку прорізних пружин, відповідно наведених в роботах [4, 5]. Методика I має більшу трудомісткість порівняно із методикою II. Щоб виявити переваги та недоліки цих методик доцільно точність результатів розрахунку прорізних пружин за цими методиками перевірити експериментально.

З метою порівняння точності результатів розрахунку, яку дають методики I та II, були експериментально визначені силові параметри прорізної пружини з такими параметрами:

матеріал деталі — сталь 65Г ГОСТ 14959-79;

термічна обробка — гартування за температури фазового перетворення 800°C, охолодження в масилі та відпуск за температури 340-380 °C, [6], що забезпечує наступні середні механічні властивості:

— межа міцності під час розтягу (σ_g), МПа..... 1470;

— межа текучості ($\sigma_{0,2}$), МПа..... 1220;

— твердість, HRCe.....44...49;

— ударна в'язкість (КСУ) при $t=20$ °C, Дж/см².....110;

$a = 7,5 \cdot 10^{-3}$ м — ширина кільця; $b = 9,5 \cdot 10^{-3}$ м — товщина кільця;

$D = 55 \cdot 10^{-3}$ м — зовнішній діаметр кільця;

$R = 0,5(D - a) = 23,8 \cdot 10^{-3}$ м — середній радіус;

$i = 4$ — кількість кілець; $z = 2$ — кількість прорізів по колу зовнішнього діаметра;

$\alpha = \pi$ — центральний кут;

$I_0 = ab^3 / 12 = 5,36 \cdot 10^{-10}$ (м⁴) — осевий момент інерції кільця;

$I_p = b^4 \left(\frac{a}{b} + 0,63 \right) / 3 = 4,33 \cdot 10^{-10}$ (м⁴) — полярний момент інерції кільця.

Силкові параметри прорізної пружини визначались в процесі її навантаження за допомогою випробувального преса ПММ-125. В процесі послідовної деформації пружини на пресі ПММ-125 з кроком 1 мм величина стискання пружини фіксувалась індикатором годинникового типу ИЧ-10 ГОСТ 577-68, встановленого в штативі ШМ-ІІІ-8 ГОСТ 10197-70. Зусилля, що розвивалось пружиною на кожному діапазоні її деформації, фіксувалось за допомогою динамометра преса ПММ-125.

Силкові параметри експериментального зразка цієї пружини за однаковими з експериментальними значеннями її деформації були розраховані за методиками I та II.

Порівнянням експериментальних результатів із знайденими за методиками I та II виявлено розбіжність між експериментальними даними і розрахованими за методиками I та II, відповідно 6,7 % і 7 % (див. рисунок 1). Експериментально також підтверджена відсутність пружного гістерезису в досліджуваному зразку прорізної пружини, що є певним позитивом для використання таких пружин в пристроях для віброрізання, в яких повинна забезпечуватись стабільність вібронавантаження інструмента впродовж циклу обробки деталі.

Аналіз методик розрахунку прорізних пружин виявив, що трудомісткість методики I суттєво вища ніж методики II, авторами якої є І. А. Біргер, Б. Ф. Шорр та Г. Б. Юсілевич [5]. Оскільки розбіжності в точності розрахунків прорізних пружин за методиками I та II і експериментальними даними практично співпадають (різниця в 0,3%), то для інженерних розрахунків прорізних пружин доцільно використовувати методику II як менш трудомістку.

У відкритих джерелах інформації дані про експлуатацію прорізних пружин відсутні, що створює певні труднощі для широкого використання таких пружин у різних пристроях, механізмах тощо, сучасного машинобудування. Під час розробки дослідного зразка гідроімпульсного віброударного пристрою для віброточіння з вбудованим однокаскадним генератором імпульсів тиску [1] було розраховано за методикою II та виготовлено ППП, за відомою технологією із врахуванням рекомендацій по виготовленню золотникових пар [7]. ППП виготовлено зі сталі 60С2А ГОСТ 8559-75, що має після термообробки гартування з низьким відпуском такі механічні характеристики (таблиця 1):

Таблиця 1. Механічні властивості матеріалу деталі ППП після термічної обробки:

Межа міцності під час розтягу (σ_g), МПа	Межа текучості ($\sigma_{0,2}$), МПа	Твердість, HRCe	Ударна в'язкість (КСУ), Дж/см ²
1570	1375	47-50	62

Перші запуски пристрою для віброточіння виявили нероботоздатність розробленої конструкції ППП, внаслідок повного руйнування пружинної частини ППП (див. рисунок 2). 3

метою в'яснення процесу деформації, під час роботи пристрою, ППП було виготовлено дослідний зразок пружини без термічної обробки (див. рисунок 3).

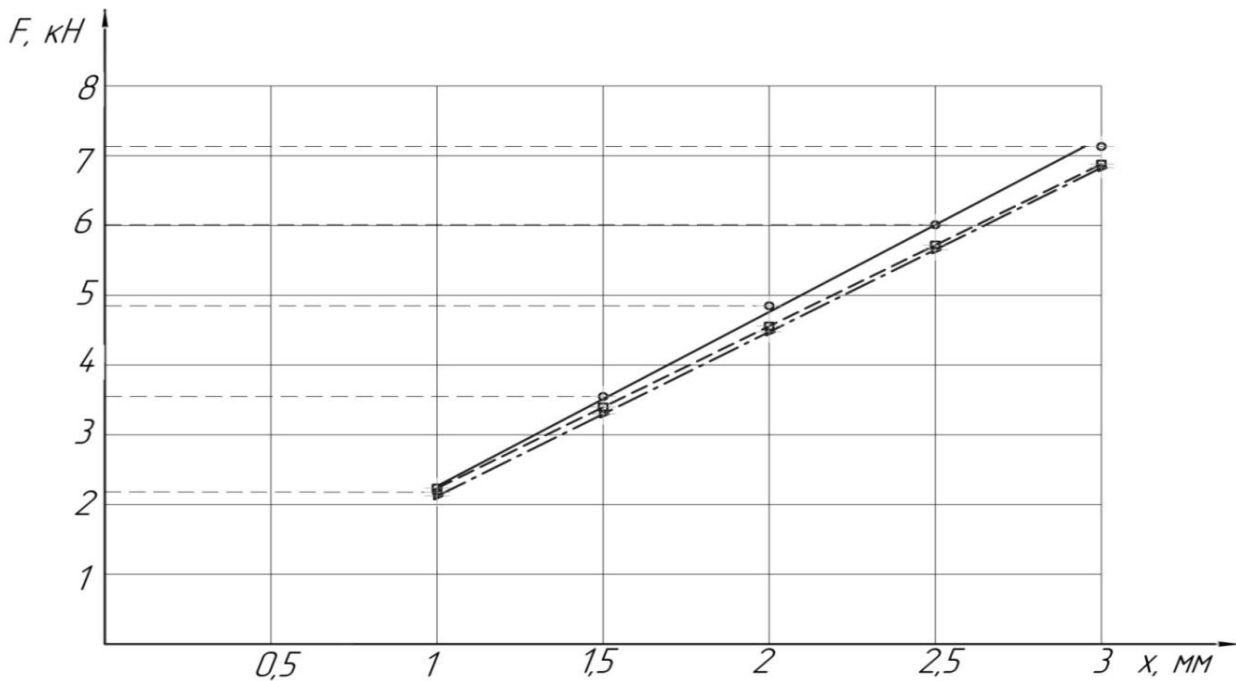
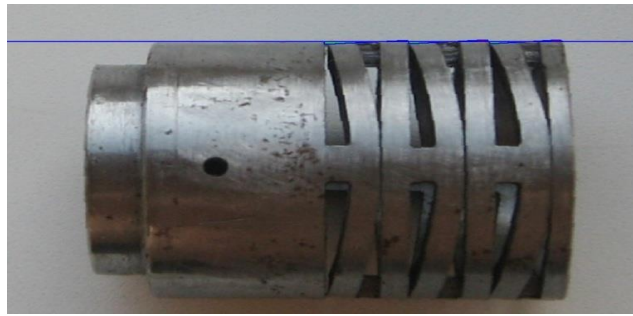


Рис. 1. Залежності сили прорізних пружин від деформації $F = k \cdot x$, розраховані за методиками I (крива 1, $\square - \square$) та II (крива 2, $\triangle - \triangle$) і визначені експериментально (крива III, $\circ - \circ$)

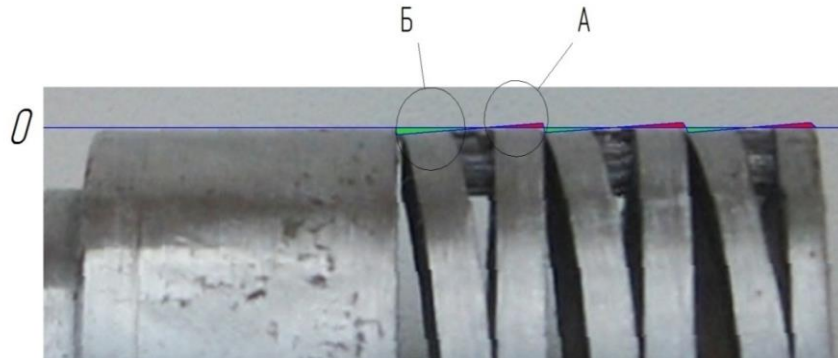
На фото (рисунок 3, а) показано ППП в деформованому стані. Для наглядності (рисунок 3, б) виділена частина деформованої ППП, де крайова зона деформації позначена умовною «нульовою лінією» по зовнішньому діаметру пружинної частини ППП, паралельною осьовій лінії пружини. Відносно «нульової лінії» чітко видно повертання кілець пружинної частини ППП, які умовно можна вважати зміщенням в «плюс» — область А і зміщенням в «мінус» — область Б. Зміщення в область А, за умови використання зовнішніх поверхонь робочих кілець пружинної частини як напрямних ППП — приводить до заклинювання ППП в корпусі пристрою, що спричиняє руйнування пружини. За результатами цього експерименту очевидно, що роботоздатність пружинної частини ППП, а також ППП може бути забезпечена боковим зазором S між поверхнями пружинної частини ППП і ЗПП (зовнішній діаметр робочих кілець пружини) і поверхнею розточки корпусу пристрою.



Рис. 2. Конструкція поршня-прорізної пружини побудованої, за загальновідомими принципами для прорізних пружин



a)



б)

Рис. 3. Дослідний зразок ППП, виготовлений без термічної обробки

Для визначення бокового зазору S необхідно розрахувати кут повороту кільця пружини φ прямокутного перерізу під дією осьової сили, що навантажує пружину. Розрахункова схема кільця пружини зображена на рисунку 4, а, б.

Розрахунок кута φ можна провести за формулою, наведеною в роботі [8]:

$$\varphi = \frac{6r_0 F}{\pi E b h^3}, \quad (1)$$

де r_0 — середній радіус кільця, F — осьова сила; E — модуль пружності матеріалу кільця

(для сталі $E = 2 \cdot 10^{11} \frac{H}{m^2}$); b , h — відповідно ширина і товщина кільця.

Для прорізних пружин загальна осьова сила розподіляється між перемичками, що з'єднують робочі кільця:

$$F = \frac{2\pi r_0 q}{k}, \quad (2)$$

де k — кількість перемичок; q — розподілене зусилля.

З схеми кута повороту кільця прямокутного перерізу під дією осьової сили (див. рисунок 4, б), припускаючи, що сам переріз не деформується, визначаємо боковий зазор, з прямокутного трикутника CED, оскільки прямокутні трикутники ABC та CED подібні:

$$S = \sin \varphi \cdot h; \quad (3)$$

Підставляючи рівняння (2) в рівняння (1), визначаємо кут повороту кільця під дією осьової сили, що навантажує кільце:

$$\varphi = \frac{6r_0 \cdot 2\pi \cdot r_0 \cdot q}{\pi \cdot E \cdot b \cdot h^3 \cdot k} = \frac{12r_0^2 \cdot q}{E \cdot b \cdot h^3 \cdot k}, \quad \text{— в радіанах} \quad (4)$$

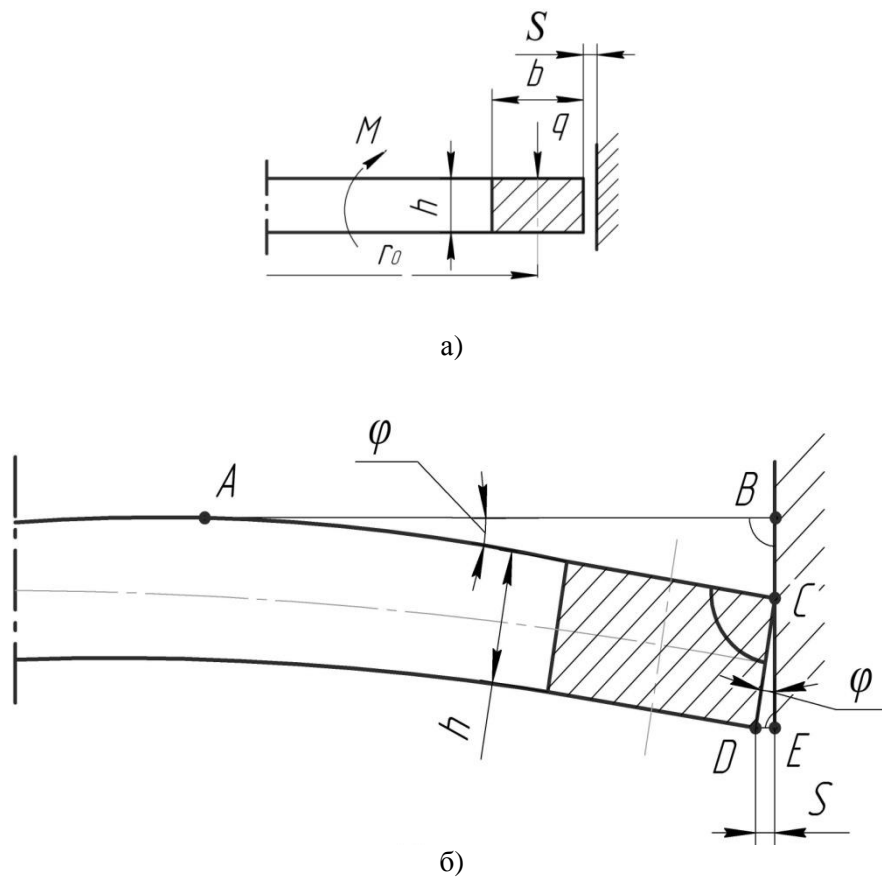


Рис. 4. Розрахункова схема кута повороту кільця прямокутного перерізу під дією осьової сили

Підставивши (4) в (3), отримаємо формулу для розрахунку бокового зазору S :

$$S = \sin\left(\left(\frac{12r_0^2 q}{Ebh^3 k}\right) \cdot k_{рад}\right) \cdot h \cdot k_3, \quad (5)$$

де $k_{рад}$ — коефіцієнт переведення величин з радіан в градуси ($k_{рад} = 58,3248$), k_3 - коефіцієнт запасу (для досліджуваних зразків ППП і ЗПП приймали $k_3 = 2$). Ввід формулу (5) коефіцієнту запасу k_3 гарантує забезпечення необхідного бокового зазору S .

З метою перевірки адекватності реального бокового зазору S розрахованому за формулою (5), виготовлено дослідний зразок ППП, зображений на фото — рисунок 5 а, б. Випробування цього зразка ППП показало, що розрахунковий боковий зазор S достатній для того, щоб внаслідок повороту кільця пружинної частини ППП не відбувся їх контакт з поверхнею розточки корпуса пристрою, який приводив до поломки ППП. Регулювання попередньої деформації пружинної частини цього зразка ППП спричинило поломку упорного кільця ППП. За аналізом характеру цієї поломки зроблено припущення, що причиною цієї поломки є недостатня жорсткість упорного кільця, внаслідок чого під час першого пуску пристрою виникає неприпустима кутова деформація упорного кільця, схема якої зображена на рисунку 6, б.

На рисунку 6 а, зображено 3D-модель ППП після деформації, яка досліджена в програмному пакеті КОМПАС-3D V13 (підпрограми АРМ FEM: прочностной анализ). Достовірність результатів досліджень 3D-моделі ППП підтверджують експериментальні дослідження деформації дослідного зразка ППП, що виготовлений без термічної обробки (див. рисунок 2).

На рисунку 6 б, зображено схема розподілення сил та моментів, що діють на кільця ППП під час роботи ППП

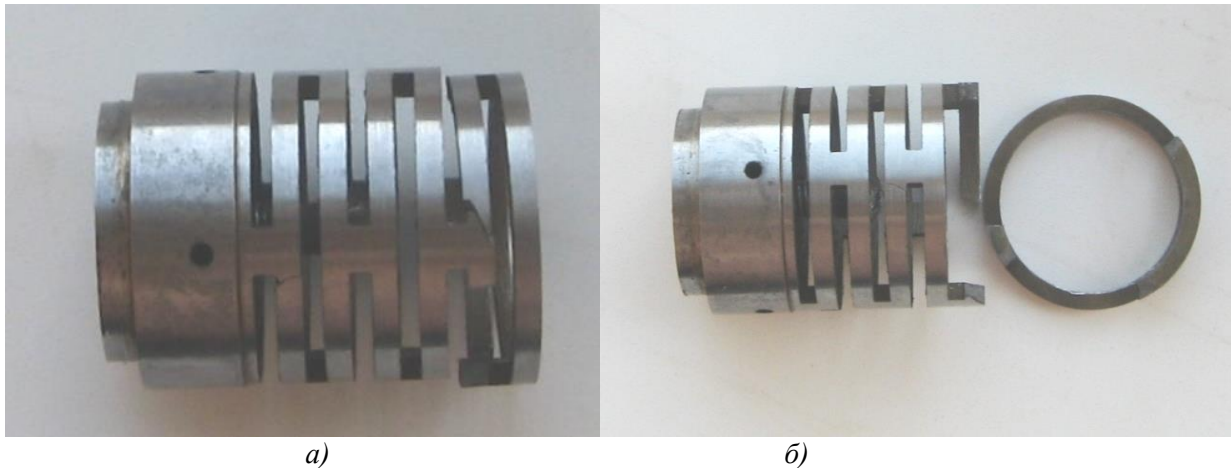


Рис. 5. Дослідний зразок ППП, виготовлений з розрахунком за формулою (5) боковим зазором S між робочими кільцями пружинної частини ППП і поверхнею розточки корпусу пристрою

З метою дослідження деформації упорного кільця ППП, це кільце було виділено із 3D-моделі ППП (див. рисунок 6, а) і у відповідності до орієнтовної схеми деформації упорного кільця (див. на рисунку 6, б) показано розподілення сили, орієнтація кільця в просторі, можливі переміщення та обрана схема закріплення. Положення до деформації упорного кільця (див. рисунок 6, в) позначено штриховою лінією та згенеровано програмою 3D-моделі сіткою скінчених елементів. Імітація деформації упорного кільця ЗПП повторила результати попередніх теоретичних та експериментальних досліджень, зокрема на рисунку 6, в, видно зміщення в «плюс» (виділена область А), яке і приводить до неприпустимої деформації упорного кільця і руйнування ППП.

Для забезпечення роботоздатності ППП і ЗПП необхідно під час їх проектування забезпечувати кут повороту упорного кільця φ меншим за максимально можливий φ_{\max} обмежуючи таким чином його деформацію згину (просторову) в межах допустимої. Це можна досягти за допомогою збільшення ширини упорного кільця h_{yn} (див. формулу 4) порівняно з шириною h_p робочого кільця. З метою дослідження залежності відносної ширини упорного кільця $\bar{h} = \frac{h_{yn}}{h_p}$ від кута його повороту φ_{yn} виконано дослідження (розрахунок) 3D-моделей ППП, з різними значеннями відносної ширини кільця \bar{h} , яка послідовно збільшувалась на крок 0,5 мм, методом скінчених елементів в програмному пакеті КОМПАС-3D V13 (підпрограмі АРМ FEM: прочностной анализ).

За результатами цього розрахунку побудована залежність (див. рисунок 7) $\varphi_{yn} = f(\bar{h})$. Аналіз залежності $\varphi_{yn} = f(\bar{h})$ показує, що кутова деформація упорного кільця в інтервалі $0,05^\circ \dots 0,3^\circ$ не виходить за межі його пружної деформації і не може привести до руйнування цього кільця. Цій кутовій деформації відповідає відносна деформація $\bar{h} = 2,0 \dots 2,4$. Таким чином за ширини упорного кільця $h_{yn} \geq (2,0 \dots 2,4)h_p$ забезпечується гарантована роботоздатність ППП.

Випробування нових зразків ППП, конструкція і фото яких наведені, відповідно на рисунку 8, а і б, розрахованих за уточненою методикою з врахуванням результатів проведених експериментальних досліджень, викладених вище, показало гарну їх роботоздатність в умовах циклічного вібронавантаження з частотою (1..200) Гц та амплітудою до 4 мм.

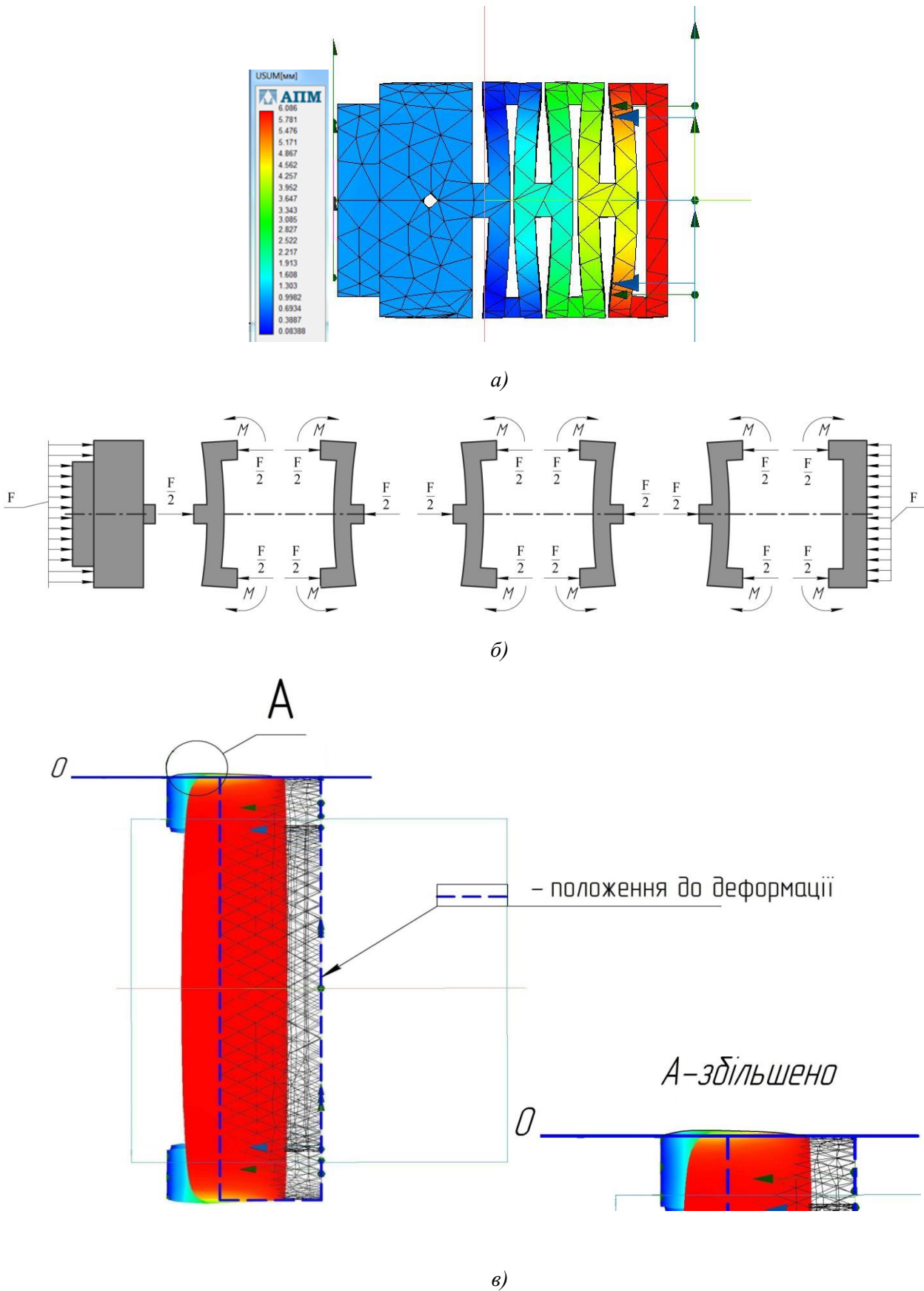


Рис. 6. Схема орієнтовної кутової деформація упорного кільця ППП під час попередньої деформації пружинної частини ППП

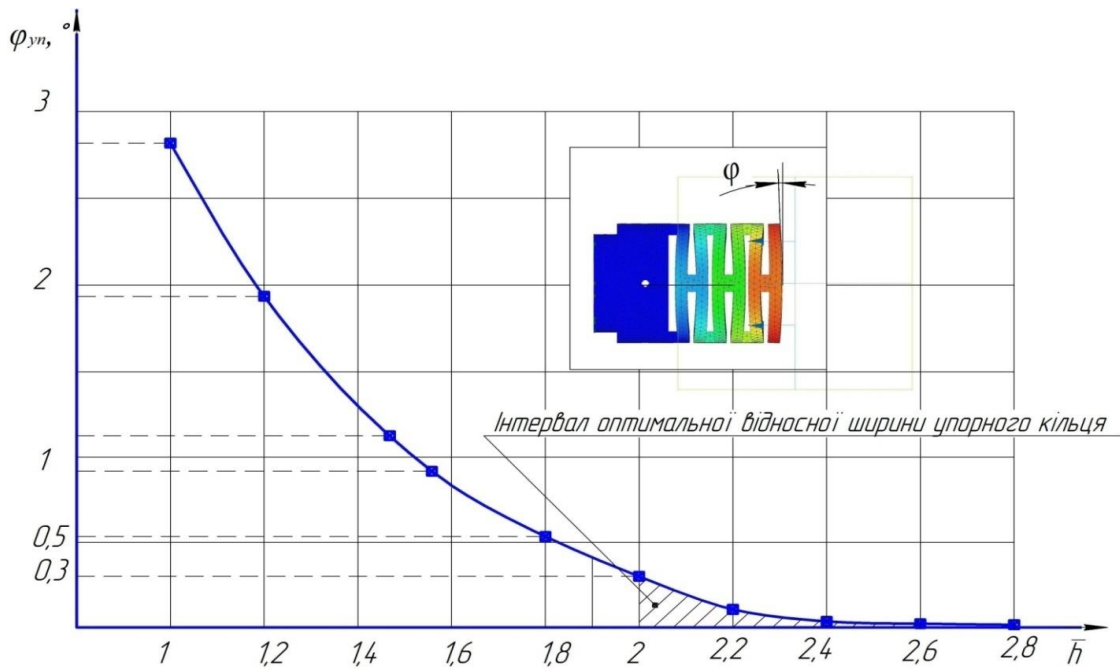


Рис. 7 Залежність відносної ширини упорного кільця \bar{h} від кута його повороту φ_{yn}

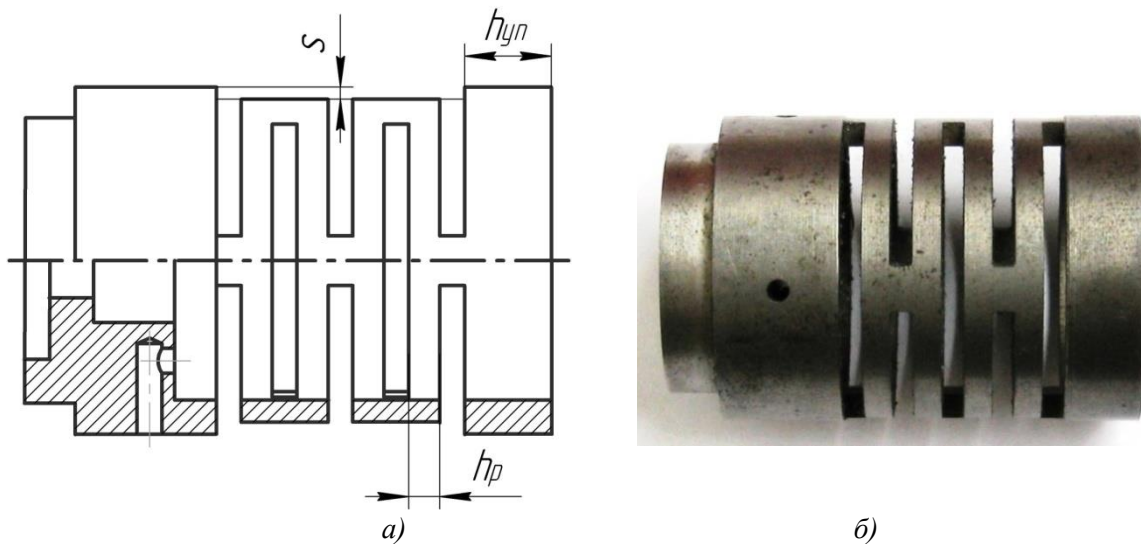


Рис. 8. Конструкція а) і фото б) ППП з оптимальними боковим зазором S та з врахуванням залежності відносної ширини упорного кільця \bar{h} від кута його повороту φ_{yn}

Висновки.

1. В результаті аналізу відомих методик розрахунку прорізних пружин виявлено, що методика, розроблена І.А. Біргером, Б.Ф. Шорром та Г.Б. Юсілевичом, є менш трудомістка і достатньо точна (різниця між експериментальними і теоретичними даними становить 0,3%), що дозволяє рекомендувати її як базу для інженерних розрахунків прорізних пружин.

2. Експериментально встановлено, що для забезпечення роботоздатності пружних елементів типу ППП і ЗПП необхідно утворити збільшений боковий зазор S між поверхнями пружинної частини та поверхнею направляючої розточки корпуса, який виключає контакт кільця ППП (чи ЗПП) з направляючою поверхнею внаслідок пружного повороту кільця на кут φ під час роботи пристрою.

3. З урахуванням експериментальних даних отримана аналітична залежність для розрахунку мінімально необхідного бокового зазору S .

4. Імітаційними дослідженнями деформації пружинної частини 3D-моделей ППП за допомогою методу скінченних елементів встановлено, що для забезпечення міцності упорного кільця ППП його відносна ширина $\bar{h} = \frac{h_{yn}}{h_p}$ (тут h_p – ширина повного кільця ППП) повинна знаходитись в межах $\bar{h} = 2,0 \dots 2,4$, за яких кут повороту упорного кільця $\varphi_{yn} = 0,05^\circ \dots 0,3^\circ$ не приводить до його пластичної деформації та руйнування. Цей результат підтверджено експериментальними дослідженнями дослідних зразків ППП.

5. За результатами експериментальних і теоретичних досліджень роботи ППП та ЗПП, на основі відомих методик розрахунку прорізних пружин, розроблена уточнена методика їх розрахунку для умов циклічного навантаження з частотою вібронавантаження (1...200 Гц) та амплітудою до 4 мм.

1. Пат. 72257 U, Україна, B23B1/00, Гідроімпульсний віброударний пристрій для радіального та осового віброточіння зі вбудованим генератором імпульсів тиску клапанного типу/ Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Архипчук М.Р. (Україна). – № u2012 01534; Заявл. 13.02.2012; – Опубл. 10.08.2012, Бюл. №15, 2012 р.
2. Пат. 63958 U, Україна, B23B1/00, Гідроімпульсний віброударний пристрій для радіального та осового віброточіння зі вбудованим генератором імпульсів тиску/ Обертюх Р.Р., Слабкий А.В. (Україна). № u201103794; Заявл. 29.03.2011; Опубл. 25.10.2011, Бюл. №20, 2011 р.
3. Пат. 74369 U, Україна, B24B39/04, Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей/ Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Архипчук М.Р., Чернійко В.В. (Україна). – № u2012 04409; Заявл. 09.04.2012; – Опубл. 25.10.2012, Бюл. №20, 2012 р.
4. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов. С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева – М.: Машиностроение, 1980. – 326с.: ил.
5. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин. Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640с.: ил. – ISBN 5-217-01304-0.
6. Марочник сталей и сплавов / В. Г. Сорокин и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с; ISBN 5-217-01112-2.
7. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. : Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – К: Техніка, 1977. – 320 с.
8. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1966. – 616 с.

Стаття надійшла до редакції 27.05 2013.