

УДК62-822:622.6

**Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий, М.В. Марущак***Вінницький національний технічний університет***ВІБРОУДАРНІ ГІДРОІМПУЛЬСНІ ПРИСТРОЇ ПІДВИЩЕНОЇ ШВИДКОДІЇ ДЛЯ ДИНАМІЧНОГО ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН З ВБУДОВАНИМИ ГЕНЕРАТОРАМИ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ**

*Розглянуто нові конструкції гідроімпульсних малогабаритних пристроїв для поверхневого пластичного деформування поверхонь металевих деталей з метою їх зміцнення. За рахунок використання в силових ланках пристроїв прорізних пружин і суміщення в одному вузлі функцій силової ланки та генератора імпульсів тиску підвищено швидкодію та енергомісткість пристроїв.*

*Ключові слова:* віброударний; генератор імпульсів тиску; гідроімпульсні; деформація; енергія; енергоносій; жорсткість; зміцнення; поршень – ударник; прорізна пружина; тиск.

**Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий, М.В. Марущак****ВИБРОУДАРНЫЕ ГИДРОИМПУЛЬСНЫЕ УСТРОЙСТВА ПОВЫШЕННОГО БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕФОРМАЦИОННОГО УПРОЧНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН С ВСТРОЕННЫМИ ГЕНЕРАТОРАМИ ИМПУЛЬСОВ ДАВЛЕНИЯ**

*Рассмотрены новые конструкции гидроимпульсных малогабаритных устройств для поверхностного пластического деформирования поверхностей металлических деталей с целью их укрепления. За счет использования в силовых звеньях устройств прорезных пружин и совмещение в одном узле функций силового звена и генератора импульсов давления повышено быстродействие и энергоёмкость устройств.*

*Ключевые слова:* виброударные; генератор импульсов давления; гидроимпульсные; деформация; энергия; энергоноситель; жесткость; упрочнение; поршень - ударник; прорезная пружина; давление.

**R. Obertyuh, A. Slabkyi, M. Marushchak****VIBRATION - PERCUSSIVE HYDRAULIC - PULSE DEVICES ENHANCED PERFORMANCE FOR DYNAMIC STRAIN HARDENING SURFACES OF MACHINE PARTS WITH INTEGRATED OF PRESSURE PULSE GENERATOR**

*In the article considered new design hydro-pulse of compact devices for surface plastic deformation of surfaces of metal parts for the purpose of their strengthening. Through the use as power units for devices a slotted springs and combination of functions of power part and pressure pulse generator in one node, we had increased performance and energy intensity of devices.*

*Keywords:* vibration - percussive; pressure pulse generator; hydraulic - pulse; deformation; energy; energy carrier; rigidity; strengthening; piston - percussionist; slotted spring; pressure.

**Вступ.** Сучасні методи динамічного зміцнення поверхонь металевих деталей, що ґрунтуються на способах зміцнення за допомогою імпульсного навантаження, забезпечують якісне зміцнення поверхонь деталей і дозволяють вирішувати інші технологічні задачі, які неможливо здійснювати традиційними способами і засобами. Одним з напрямів динамічного зміцнення є оброблення з використанням віброударного обладнання. Проте традиційне віброударне оснащення має ряд недоліків, таких як громіздкість конструкції, складність регулювання параметрів вібронавантаження та відносно мале корисне зусилля оброблення, якщо використовується технологічне обладнання невеликих габаритів. Використання пружних елементів високої жорсткості типу прорізних і тарілчастих пружин і побудова пристроїв для деформаційного зміцнення на базі гідроімпульсного приводу відкриває перспективи удосконалення та розширення технологічних можливостей обладнання для динамічного зміцнення поверхонь металевих деталей.

Теоретичними та експериментальними дослідженнями малогабаритних гідроімпульсних пристроїв для деформаційного зміцнення та віброточіння оснащених прорізними і тарілчастими пружинами з вбудованими генераторами імпульсів тиску (ГІТ) [1, 2], було встановлено, що недостатня площа поперечного перерізу зливної щілини під час відкриття запірної ланки ГІТ пристрою сповільнює зниження тиску енергоносія «відкриття» ГІТ  $p_1$  до тиску  $p_2$  його «закриття», що зменшує швидкодію пристрою та корисну енергію удару силової (робочої) ланки пристрою.

Для оцінки впливу площі прохідного перерізу зливного гідроканалу ГІТ на швидкодію гідроімпульсних пристроїв розглянемо спрощену принципову схему (див. рис. 1) узагальненого

гідроімпульсного пристрою для зміцнення поверхонь металевих деталей пластичним поверхневим деформуванням (ППД).

Силу ланку пристрою – поршень 1 навантажено пружним елементом 2, який створює технологічне зусилля  $F_T$ , що в процесі робочого циклу пристрою змінюється від

$$F_T = \kappa \cdot y_0 \quad (1)$$

до

$$F_{T_{\max}} = \kappa \cdot (y_0 + h_n), \quad (2)$$

де  $\kappa, y_0$  – жорсткість і попередня деформація пружного елемента 2;  $h_n$  – робочий хід поршня 1.

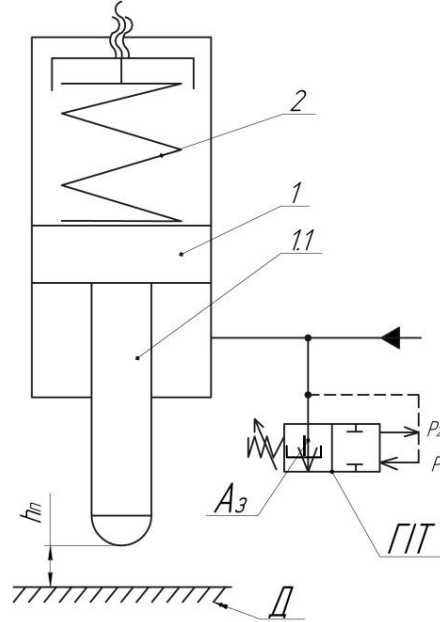


Рис. 1. – Спрощена принципова схема узагальненого гідроімпульсного пристрою для пластичного поверхневого деформування

Припустимо, що зворотний хід поршня 1 є рівноприскореним, тоді для середньої швидкості  $\bar{V}_n$  поршня, за умови, що початкова швидкість поршня  $V_{on} = 0$ , справедлива, згідно другого закону Ньютона, залежність:

$$\bar{V}_n = \sqrt{2a_n h_n} = \sqrt{(2\bar{F}_T h_n) / m_{нзз}} \quad (3)$$

де  $a_n = \bar{F}_T / m_{нзз}$  – середнє прискорення поршня 1;  $\bar{F}_T = 0,5(F_{T_{\min}} + F_{T_{\max}}) = \kappa(y_0 + 0,5h_n)$  – середня рушійна сила поршня;  $m_{нзз}$  – зведена маса поршня, що враховує масу поршня та приєднаних до нього деталей.

Швидкість потоку енергоносія (робочої рідини) в зливній щілині ГІТ з площею прохідного перерізу  $A_з$  за умовою нерозривності потоку повинна бути рівною середній швидкості  $\bar{V}_n$ . У цьому випадку середню витрату  $\bar{Q}_n$  рідини через переріз  $A_з$  можна оцінити за відомою формулою [3]:

$$\bar{Q}_n = \bar{V}_n A_n, \quad (4)$$

де  $A_n = \pi d^2 / 4$  – площа поперечного перерізу поршня 1.

Припустимо, що для турбулентного руху робочої рідини справедлива залежність [3]:

$$Q_n = \bar{\mu} A_з \sqrt{(2\Delta p) / \rho}, \quad (5)$$

де  $\bar{\mu}$  – середній коефіцієнт витрати на перерізі  $A_з$ ;  $\Delta p$  – середній перепад тиску на зливній щілині ГІТ перерізом  $\bar{\mu}$ ;  $\rho$  – густина енергоносія.

Прирівняючи (4) та (5), знайдемо перепад тиску  $\overline{\Delta p}$ :

$$\overline{\Delta p} = \frac{\overline{F_T h_n \rho}}{\mu m_{n33}} \cdot \frac{A_n^2}{A_3^2} = \frac{B}{A_3^2}, \quad (6)$$

де  $B = (\overline{F_T h_n \rho A_n^2}) / (\mu^2 m_{n33}) = const.$

Перепад тиску  $\overline{\Delta p}$ , під час робочого ходу поршня 1, яким є його зворотний хід, що відбувається після спрацювання (відкриття) ГПТ здійснює роботу, що зменшує кінетичну енергію поршня 1, яка в кінці його зворотного ходу переходить в енергію ударної взаємодії штока поршня 1.1 (див. рис. 1) з поверхнею деталі  $D$ , що обробляється. Із залежності (6) очевидно, що  $\overline{\Delta p}$  обернено залежить від квадрата площі  $A_3$ , тобто чим більша  $A_3$  тим менше  $\overline{\Delta p}$  та більша корисна енергія ударної взаємодії штока 1.1 та поверхні деталі  $D$ .

Віброударні гідроімпульсні пристрої підвищеної швидкодії для динамічного деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин з вбудованими генераторами імпульсів тиску

Мінімальні габарити гідравлічних пристроїв для пластичного поверхневого деформування (ППД) металевих деталей машин, з метою зміцнення їх поверхонь в цілому або, наприклад, зон концентрації напружень, що суттєво підвищує втомну міцність деталей, досягається, якщо вдається вбудувати розподільні елементи ГПТ в силові ланки пристроїв або поєднати функції силової ланки, пружного елемента, виконаного з метою мінімізації, наприклад, у вигляді прорізної пружини, та ГПТ в одному вузлі чи деталі.

В результаті схемного пошуку авторами цієї роботи було створено ряд конструкцій гідроімпульсних пристроїв для ППД підвищеної швидкодії, новизна яких захищена патентами України та корисну модель [4 – 6].

З метою підвищення енергії, що затрачується пристроєм на ППД поверхонь металевих деталей розроблено конструкцію (рис. 2) гідроімпульсного пристрою [4], в якому силову ланку виконано у вигляді поршня 3, суміщеного з прорізною пружиною, яка має високу жорсткість за малих габаритів.

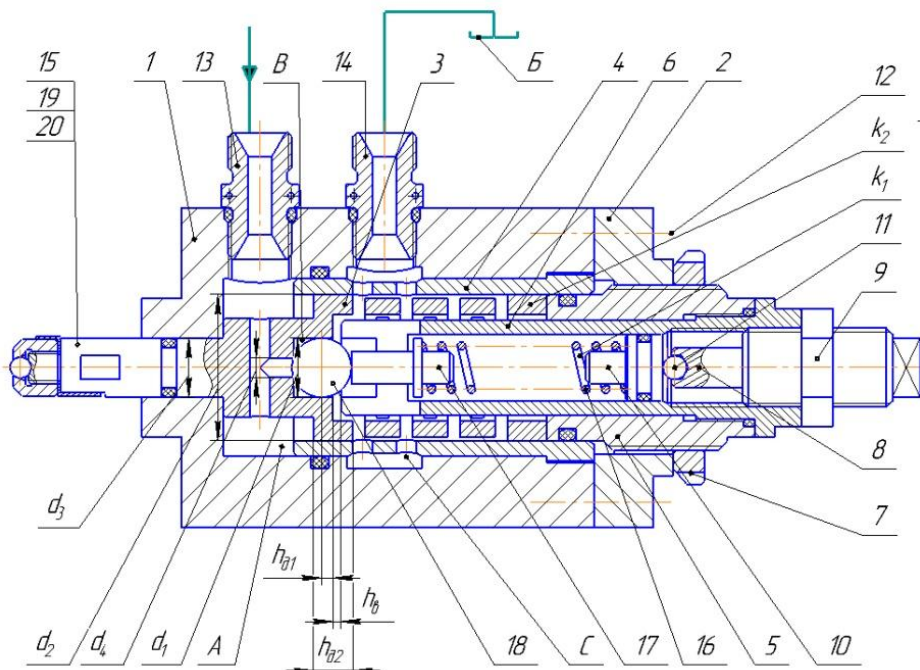


Рис. 2. – Конструкція гідроімпульсного пристрою для ППД поверхонь металевих деталей з силовою ланкою, суміщеною з прорізною пружиною

Однокаскадний ГПТ пристрою параметричного типу складається із запірною елементом – кульки 18, установленого в ступінчастій розточці силового елемента – поршня 3, напрямна частина якого (хвостовик) виконана у вигляді прорізної пружини (ПП) жорсткістю  $k_2$ .

Край поршня 1 з боку напірної порожнини  $A$  оформлено у вигляді робочої кромки золотника, що утворює зі зливними отворами в гільзі 4 додатне перекриття  $h_{\sigma_2}$ . Таке виконання поршня 1 за суттю збільшує площу прохідного перерізу зливної щілини  $A_{ГП} = \pi d_1 h_{\sigma_1}$  ГПТ (тут  $d_1$  діаметр кульки 18, спряжений за ходовою точною посадкою з поверхнею діаметром  $d_2$  розточки в поршні 1;  $h_{\sigma_1}$  – від’ємне перекриття кульки 18:  $h_{\sigma_1} = h_1 - h_{d_1}$ , де  $h_1$  – повний хід кульки 18;  $h_{\sigma_1}$  – додатне перекриття кульки 18 – відстань від краю розточки діаметром  $d_1$  в поршні 1 до лінії торкання поверхонь розточки та кульки 18 до діаметру  $d_2$ ).

Кулька 18 навантажується витою циліндричною пружиною 16 жорсткістю  $k_1$  через натискний плунжер 17. Попередня деформація пружини 16 регулюється гвинтом 8. Попередня деформація ПП регулюється незалежно трубочастим гвинтом 5. Гайки 7 та 9 контрять гвинти 8 і 5.

Параметричний характер спрацювання ГПТ забезпечується внаслідок зміни площі поперечного перерізу запірного елемента – кульки 18 ГПТ протягом циклу його спрацювання. Відкриття ГПТ відбувається за досягнення в гідросистемі привода пристрою (напірній порожнині  $A$ ) рівня тиску робочої рідини (енергоносія) [7]

$$p_1 \geq k_1 y_{01} / A_4 = 4k_1 y_{01} / (\pi d_4^2), \quad (7)$$

де  $y_{01}$  – попередня деформація пружини 16;  $A_4 = \pi d_4^2 / 4$  – площа першого ступеня герметизації ГПТ;  $d_4$  – діаметр розточки (отвору) меншого діаметра в поршні 1, що перекривається кулькою 18. Під час з’єднання порожнини  $A$  і  $B$  (проміжна порожнина ГПТ) дія тиску «відкриття»  $p_1$  ГПТ розповсюджується на всю площу поперечного перерізу кульки 18  $A_1 = \pi d_1^2 / 4$  – другий ступінь герметизації ГПТ. Це спричиняє прискорене переміщення кульки 18 на шляху  $h_{\sigma_2}$  і з’єднання порожнини  $A$  зі зливною порожниною  $C$  пристрою, яка через штуцер 14 сполучається з гідробаком  $B$  гідросистеми привода пристрою.

Повний хід поршня 1 підбирається таким, щоб у момент відкриття ГПТ поршень 1 пройшов додатне перекриття  $h_{\sigma_2}$  і напірна порожнина  $A$  додатково з’єдналась через від’ємне перекриття  $h_{B_2} = h_{П} - h_{\sigma_2}$  зі зливною порожниною  $C$  (тут  $h_{П}$  – повний хід поршня 1). Таким чином повна площа  $A_3$  (див. рис. 1) зливного перерізу пристрою

$$A_3 = \pi d_1 h_{B_1} + \pi d_2 h_{B_2} = \pi (d_1 h_{B_1} + d_2 h_{B_2}), \quad (8)$$

суттєво збільшується, що спричинить різке зниження тиску енергоносія в гідросистемі пристрою з рівня  $p_1$  до рівня зливного тиску  $p_{зл} < p_2$ , де

$$p_2 \leq \frac{k_1 (y_{01} + h_1)}{A_1} = \frac{4k_1 (y_{01} + h_1)}{\pi d_1^2} \leq \frac{p_1 A_4}{A_1} + \frac{k_1 h_1}{A_1}, \quad (9)$$

тиск «закриття» ГПТ [7].

Поршень 1 з ПП є елементами механічного акумулятора, що накопичує потенціальну енергію  $\Delta E_n \cong 0,5k_2 h_{П}^2$  яка в кінці зворотного ходу поршня 1 більшою частиною перетворюється в кінетичну енергію  $E_k$ . Наближено рівняння енергобалансу можна записати так:

$$\Delta E_n = E_k + \Delta E_{fp}, \quad (10)$$

де  $\Delta E_{fp} = k_{fp} \Delta E_n$  – витрати початкової потенціальної енергії на роботу проти сил тиску та тертя;  $k_{fp} < 1$  – коефіцієнт витрати потенціальної енергії  $\Delta E_n$  та роботу проти сил тиску, за припущення, що  $p_2 > p_{зл}$  та режим тертя в напрямних поршня 1 і його елементах (ударний шток діаметром  $d_3$ , див. рис. 2) близький до рідинного. Відомо [8], що за рідинного режиму тертя коефіцієнт тертя не перевищує  $k_{fp} \approx 0,005...0,01$ . З урахуванням наведених міркувань

$$E_k = \Delta E_n (1 - k_{fp}) = (0,99...0,995) \Delta E_n. \quad (11)$$

Під час взаємодії з поверхнею деталі, що обробляється, перетворення кінетичної енергії удару наближено можна описати рівнянням

$$E_k = E_{\Pi\theta} + E_{KB} = 0,5k_{\theta}\delta_{\Pi\theta}^2 + E_k k_B^2, \quad (12)$$

де  $E_{\Pi\theta} = 0,5k_{\theta}\delta_{\Pi\theta}^2$  – потенціальна енергія пружної деформації поверхні деталі, що обробляється (тут  $k_{\theta}$  – місцева (контактна) жорсткість деталі;  $\delta_{\Pi\theta} \gg \delta_{\Pi\theta}$  – пружна місцева (контактна) деформація деталі за припущення, що вона значно більше місцевої пластичної деформації  $\delta_{\Pi\theta}$ );  $E_{KB} = E_k k_B^2$  – кінетична енергія відскоку поршня 1 [9] в напрямку його прямого ходу;  $k_B$  – коефіцієнт відновлення швидкості для частково пружного удару штока поршня 1 по деталі.

З метою підвищення кінетичної енергії удару та спрощення конструкції ГІТ, розроблено [5] пристрій (рис. 3) силова ланка якого виконана у вигляді поршня – золотника – прорізної пружини (ПЗПП) 3 та додаткової прорізної пружини (ДПП) 6, розташованої в центральній осевій розточці ПЗПП (пружинній частині).

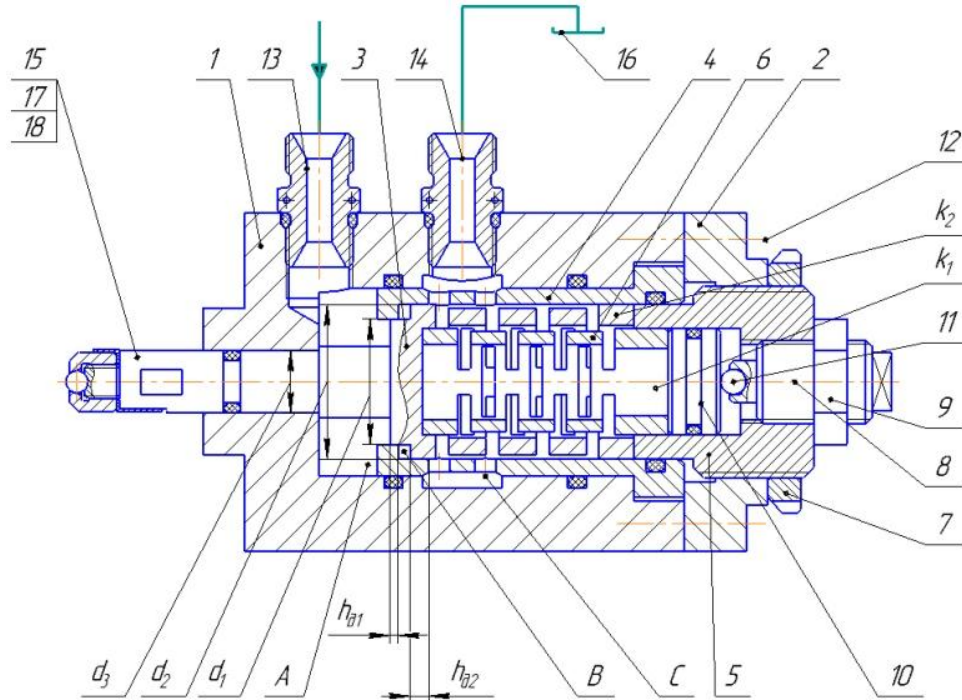


Рис. 3. – Конструкція гідроімпульсного пристрою для ПІД з силовою ланкою у вигляді ПЗПП і додаткової ПП

Попередню деформацію прорізних пружин ПЗПП 3 і ДПП 6 можна регулювати незалежно гвинтами 5 та 8. Таке виконання силової ланки дозволяє збільшити енергію удару за рахунок значної потенціальної енергії, яку можуть накопичувати дві паралельно встановлені прорізні пружини 3 та 6, та регулювати амплітуду віброударного навантаження.

Золотникова частина ПЗПП, у вигляді двох циліндричних виступів з діаметрами  $d_1$  та  $d_2$  ( $d_2 > d_1$ ), спряжена з відповідними розточками гільзи 4 за точними ходовими посадками (не нижче 5 – 6 квалітету точності). За діаметрами  $d_1$  та  $d_2$  і відповідними розточками гільзи 4 утворені додатні початкові перекриття  $h_{\theta_1}$  та  $h_{\theta_2}$ , які разом із спряженнями за вказаними діаметрами ПЗПП з розточками гільзи 4 є основними геометричними параметрами однокаскадного золотникового ГІТ параметричного типу.

Основний недолік розглянутої конструкції пристрою – технологічна складність забезпечення співвісності точного спряження ПЗПП за трьома поверхнями по діаметрах  $d_1$ ,  $d_2$  і  $d_3$  (діаметр штока ПЗПП). Слід зауважити, що вимоги до точності спряження штока ПЗПП з його напрямною поверхнею в корпусі 1 пристрою, порівняно з точністю спряження герметизуючих елементів ГІТ за діаметрами  $d_1$  та  $d_2$ , дещо нижчі, оскільки герметизація спряження за діаметром  $d_3$  здійснюється гумовим кільцем (на рис. 3 умовно не позначено).

З метою усунення якоюсь мірою описаного недоліку, розроблена конструкція гідроімпульсного пристрою [6] для деформаційного зміцнення матеріалів (рис. 4), де золотникова герметизація першого ступеня герметизації ГІТ, також як і в розглянутій конструкції пристрою

(див. рис. 3) суміщеного з ПЗПП, замінена на клапанну (фаскову), шляхом введення плаваючого сідла 15 з коротким ходом  $h_c$ .

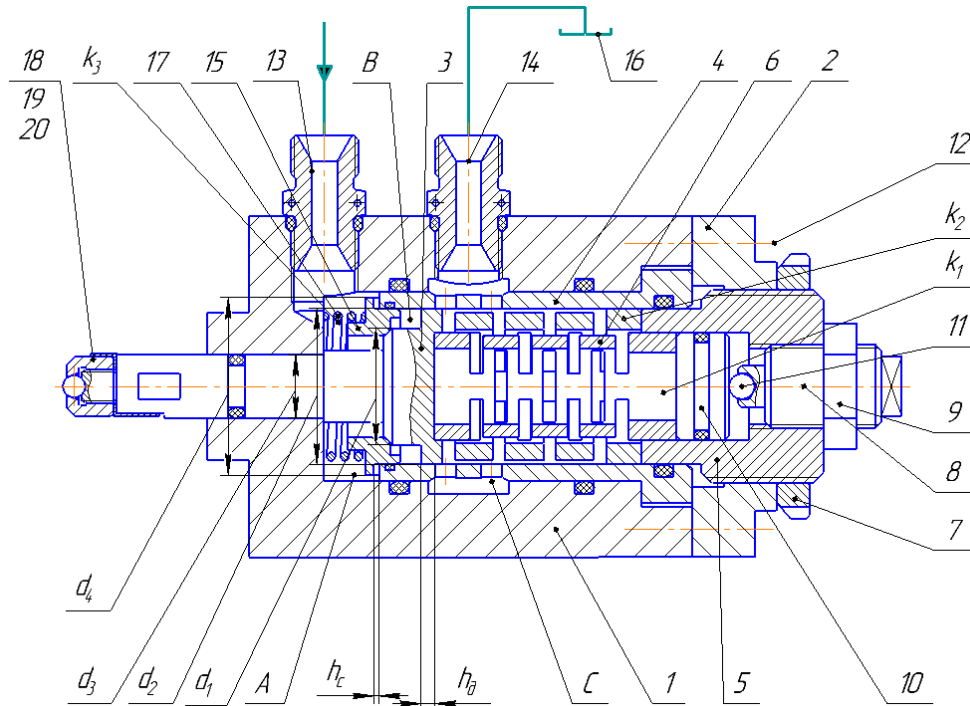


Рис. 4. – Конструкція гідроімпульсного пристрою для ППД з силовою ланкою у вигляді ПЗПП з ДПП та плаваючим сідлом першого ступеня герметизації ГТТ

Сідло 15 навантажено витою циліндричною пружиною 17, зусилля якої створює початковий контактний тиск на широкій притертій фасці першого ступеня герметизації ГТТ із середнім діаметром  $d_1$ . Ця фаска виконана на одному із ступенів поршневої частини ПЗПП, а ступінь ПЗПП діаметром  $d_2$  в спряженні з гільзою 4 утворює другий ступінь ГТТ з додатним перекриттям  $h_d$ . Сідло 15 своєю циліндричною частиною діаметром  $d_4 = d_2$  направляється в розточці гільзи 4 та ущільнюється гумовим кільцем круглого перерізу.

### Висновки

1. Створені на базі гідроімпульсного привода з використанням пружних елементів високої жорсткості малогабаритні пристрої для ППД поверхні металевих деталей, в яких функції ГТТ і силової ланки поєднані в одному вузлі, мають перевагу перед відомими аналогічними пристроями і можуть бути швидко впроваджені у виробництво, оскільки їх можна безпосередньо встановлювати на верстатах, наприклад, токарної групи, без зміни їх кінематичної схеми та перероблення функціональних вузлів.

2. Найбільш перспективними та компактними пристроями для ППД є гідроімпульсні пристрої, в яких в одному вузлі поєднані функції силової ланки, ГТТ та пружних елементів – накопичувачів потенціальної енергії.

### Список використаної літератури

1. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода: монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
2. Пат. № 74369 Україна, МПК В24В 39/04. Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Архипчук М.Р., Чернійко В.В., винахідники і власник Вінницький національний технічний університет. – u 2012 04409; заявл. 09.04.2012; опуб. 25.10.2012, Бюл. №20.
3. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода : справочник / Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. – [2 – е изд. перераб. и доп.]. – Киев : Техніка, 1977. – 320 с.

4. Пат. № 103585 Україна, МПК (2015, 12) В24В 39/04. Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Марущак М.В.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. Опуб. 25. 12. 2015. Бюл. №24.
5. Пат. № 103682 Україна, МПК (2015, 12) В24В 39/04. Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Марущак М.В.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. Опуб. 25. 12. 2015. Бюл. №24.
6. Пат. № 103684 Україна, МПК (2015, 12) В24В 39/04. Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Марущак М.В.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. Опуб. 25. 12. 2015. Бюл. №24.
7. Іскович-Лотоцький Р.Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин: монографія/ Іскович-Лотоцький Р.Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. – Вінниця : універсам – Вінниця, 2008. – 171 с.
8. Иосилевич Г. Б. Детали машин : учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов / Иосилевич Г. Б. – [4 – е изд. перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.
9. Кульмачев В. Е. Законы и формулы физики (отв. Ред. В. К. Тертаковский)/ В. Е. Кузьмачев. – Киев : Наук. Думка, 1989. – 864 с.

**Рецензенти:**

**Веселовська Н.Р.**, д.т.н., проф., Зав. кафедри «Машини та обладнання с.-г. виробництв» Вінницького національного аграрного університету;

**Сивак І.О.**, д.т.н., професор кафедри «Технології та автоматизації машинобудування» Вінницького національного технічного університету.