

**Обертюх Р.Р.**

к.т.н, професор

**Слабкий А.В.**

к.т.н, доцент

**Бакалець Д.В.**

к.т.н, доцент

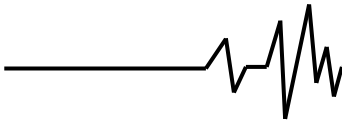
**Вінницький національний  
технічний університет****Obertyukh R.**Candidate of Technical Sciences,  
Professor**Slabkiy A.**Candidate of Technical Sciences,  
Associate Professor**Bakalets D.**Candidate of Technical Sciences,  
Associate Professor**Vinnitsia National  
Technical University****УДК 621.91 + 62 – 82****DOI: 10.37128/2306-8744-2023-4-3****ГІДРОІМПУЛЬСНИЙ ВІБРАТОР –  
ГІДРОЦИЛІНДР НА БАЗІ  
КІЛЬЦЕВИХ ПРУЖИН З  
ВБУДОВАНИМ ПАРАМЕТРИЧНИМ  
ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ**

*Розглянута конструктивна схема малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра на базі кільцевої пружини. Виконавчу ланку вібратора у формі циліндричного плунжера гідравлічного силового гідроциліндра навантажено кільцевою пружиною (основною), попередня деформація якої може регулюватись гвинтовим механізмом у вигляді втулки, що направляє по циліндричній поверхні вихідного кінця плунжера вібратора та наскрізною центральною осью розточкою гільзи, в якій розміщено плунжер і основна кільцева пружина, та накидної гайки, нагвинченої на гільзу, і контактуючої із зовнішнім торцем втулки гвинтового механізму, а внутрішній торець втулки впирається в зовнішнє кільце основної кільцевої пружини.*

*Параметричний генератор імпульсів тиску (ГІТ) в робочій рідині (енергоносії) вібратора утворено за рахунок основних конструктивних і пружно-силових елементів (плунжера, плаваючого сидла та кільцевих пружин). ГІТ містить два ступеня герметизації – перший і другий. Запірний елемент клапанного типу (фаскового) першого ступеня герметизації ГІТ оформлено у вигляді притертої широкої фаски на внутрішньому кінці плунжера вібратора, що взаємодіє з першою фаскою меншого діаметра плаваючого сидла, навантаженого додатковою короткою кільцевою пружиною. Плаваюче сидло має другу фаску більшого діаметра, контакт якої з широкою притертою фаскою втулки-клапана, що розташована на циліндричній частині запірного елемента першого ступеня герметизації ГІТ і спрягається з нею за точною ходовою посадкою, утворює другий ступінь герметизації ГІТ. З метою мінімізації розмірів плаваючого сидла першою та друга його фаски розташовані в одній кутовій площині, а плаваюче сидло та додаткова коротка кільцева пружина розміщені в корпусі підводу енергоносія до вібратора. Корпус підводу енергоносія посередністю нарізки приєднується до гільзи розміщення плунжера вібратора та основної кільцевої пружини. Необхідний для герметизації в початковому положенні втулки-клапана на другій фасці плаваючого сидла контактний тиск створюється витю циліндричною пружиною, яка притискає втулку-клапан до сидла через ступінчасту втулку та розрізне пружинне кільце, які розміщуються на циліндричній зовнішній поверхні втулки-клапана.*

**Ключові слова:** амплітуда, гідроімпульсний привод, генераторах імпульсів тиску, кільцева пружина, пружні елементи високої жорсткості, частота.

**Вступ.** З усіх типів вібраційних приводів доведенні багатьма теоретичними та технологічних вібраційних (ВМ) і віброударних експериментальними дослідженнями переваги (ВУМ) машин гідроімпульсний привод (ГІП) має [1 – 3]. На сучасному етапі ГІП ВМ і ВУМ та



пристроїв на його основі, наприклад для віброрізання та деформаційного зміцнення деталей машин, інтенсивно розвивається співробітниками наукової школи ГП Вінницького національного технічного університету (ВНТУ), зокрема в напрямку застосування в силових і розподільних ланках ГП – параметричних генераторах імпульсів тиску (ГІТ) пружних елементів високої жорсткості (ПЕВЖ), таких як прорізні (ПП) або кільцеві (КП) пружини [4 – 6]. Використання ПЕВЖ дозволило суттєво розширити технічні та технологічні можливості ГП та пристроїв на його основі, наприклад, створити малогабаритні гідроімпульсні вібратори – гідроциліндри (ГІВ – ГЦ), які можуть самостійним вібраційними (чи віброударними) пристроями або приводними гідро двигунами (гідроциліндрами) ВМ і ВУМ в яких в одному агрегаті (ланці) суміщено функції ГІТ та гідроциліндра. У ВНТУ розроблено гамму ГІВ – ГЦ на базі ПП і КП, серед якої малогабаритний гідроімпульсний вібратор бази КП відрізняється тим, що може працювати з меншим рівнем шуму.

**Постановка проблеми.** Новим напрямом розвитку ГП є створення параметричних однокаскадних ГІТ на базі суміщення їх запірних ланок (елементів) з пружними елементами високої жорсткості типу прорізних (ПП) [7] і кільцевих (КП) пружин [8] і розроблення на основі таких ГІТ малогабаритних гідроімпульсних вібраторів – гідроциліндрів (ГІВ – ГЦ), в яких ГІТ та гідродвигун (гідроциліндр) суміщені в одній конструкції. В цих ГІВ – ГЦ, з метою підвищення пропускної здатності параметричних однокаскадних ГІТ, використовують короткі ПП (чи КП), жорсткість яких визначається на межі допустимих напружень в елементах пружин, що виникають в поперечних перерізах ПП (чи КП) за максимально можливих їх навантажень, а зменшення ходу запірних елементів ГІТ, суміщених з силовою ланкою ГІВ – ГЦ, за рахунок виключення золотникової герметизації (додатного перекриття  $h_d$ ) на обох ступенях герметизації ГІТ (зміни площі запірних елементів [3]) шляхом застосування фасочної (клапанної) герметизації цих ступенів, дозволяють побудувати ГІВ – ГЦ з широким діапазоном регулювання амплітуди та частоти вібрацій. ГІВГЦ можуть використовуватись як основна частина ГП ВМ і ВУМ, в якому в одній конструкції поєднані функції ГІТ та гідродвигуна (гідроциліндра), та як самостійні гідроапарати.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Створенню нових та модернізації існуючих конструкцій генераторів механічних коливань присвячена велика гама вітчизняних та закордонних досліджень, які направлені на розширення параметрів вібронавантаження

шляхом оптимізації та раціоналізації елементів конструкції [9 – 12]. Наприклад в роботі [9] представлені результати аналізу розроблених у ПолтНТУ дебалансних віброзбуджувачів із пластичним змащенням підшипників для віброплощадок, та запропоновані створені на їхній основі віброзбуджувачі з рідинним змащенням підшипників. В статті [10] обґрунтовано інерційно-жорсткісні, силові параметри коливальної системи та сформована математична модель тримасової міжрезонансної коливальної системи, що враховує електромагнітні процеси в приводі, що дозволить сприяти впровадженню одно- та двомасові вібраційні машини у виробництво. В дослідженні [11] висвітлено науково-практичні проблеми розвитку наукових основ побудови, моделювання й оптимізації керованих за частотою та амплітудою електромагнітних приводів вібраційного обладнання для підвищення їх енергетичної ефективності. В статті [12] представлено дослідження гасіння гідравлічних збурень вібратора та вібрації  $g$ -частоти на основі експериментів та чисельного моделювання, які направлені на удосконалення існуючих конструкцій. Результати аналізу [13] моделювання гідравлічної вібраційної головки для ультразвукового буріння свідчать про взаємозв'язок між параметрами вібронавантаження.

**Мета дослідження.** Мета роботи – дослідити можливість побудови малогабаритної конструкції гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра, в якому силова (гідроциліндр) та пружна ланка суміщена в одній конструкції на базі кільцевих пружин (КП), а геометричні елементи виконавчої ланки (плунжера) вібратора використані для організації першого ступеня герметизації параметричного однокаскадного клапанного генератора імпульсів тиску (ГІТ) підвищеної пропускної здатності.

**Виклад основного матеріалу.** Конструктивну схему ГІВ – ГЦ з вбудованим однокаскадним параметричним ГІТ підвищеної пропускної здатності [7, 8] та пружними ланками у вигляді КП 1 і КП 2, зображено на рис. 1. ГІВ – ГЦ складається з робочого плунжера 1, лівий торець якого оформлено (за креслеником) як запірний елемент клапанного типу (фаскового) першого ступеня герметизації вбудованого ГІТ. Запірний елемент (клапан першого ступеня герметизації ГІТ ГІВ – ГЦ) за притертою широкою фаскою по середньому діаметру  $d_1$  контактує з першою фаскою плаваючого сідла 4, розміщеного в корпусі 3). Корпус 3 центрується за точною ковзаючою посадкою по зовнішній поверхні гільзи 2 і нерухомо фіксується на останній за допомогою



нарізки та контреться гайкою 19. В центральній осьовій розточці гільзи 2 (порожнина  $D$ ) розташовано основну КП 1, яка є пружною ланкою ГІТ та вібратора. КП 1 складається із зовнішніх 9 і внутрішніх 10 кілець. Другий ступінь герметизації ГІТ клапанного типу утворено за допомогою втулки-клапана 5, яка направляється за точною ходовою посадкою, наприклад,  $\varnothing d_1$  H7/g6 по діаметру  $d_1$  циліндричної частини запірного елемента першого ступеня герметизації ГІТ (плунжер 1). Широкою фаскою, виконаною на лівому торці втулки-клапана 5 (за креслеником), втулка-клапан 5 по середньому діаметру  $d_2$  контактує з другою фаскою плаваючого сідла 4, навантаженого короткою додатковою КП 2, яка складається із двох зовнішніх 11 та одного внутрішнього 12 кілець. Для забезпечення осьового плавання сідла 4 в початковий момент відкриття ГІТ між буртиком сідла 3 та торцем розточки в корпусі 3 (див. рис. 1) передбачено зазор  $\delta_c = 0,05h_b$  (тут  $h_b$  – від’ємне відкриття запірних елементів ГІТ). Необхідний для герметизації в початковому положенні втулки-клапана 5 на другій фасці сідла 4 контактний тиск  $p_k$  створюється витю пружиною 8, яка притискає втулку-клапан 5 до сідла 4 через

ступінчасту втулку 6 та розрізне пружинне кільце 7. Для компенсації початкового переміщення плунжера 1 в момент відкриття ГІТ, між правим торцем втулки-клапана 5 та лівим ступінчастим торцем плунжера 1 (за креслеником) утворено зазор  $\delta_k = \delta_c + +0,05h_b \approx 0,1 h_b$ .

Через паз «а» на плунжері 1 (див. перетин А – А на рис. 1) порожнину  $D$  розміщення основної КП 1 вільно з’єднано зі зливною порожниною С ГІВ – ГЦ.

Висока точність напрямної поверхні ( $\varnothing d_1$  H7/g6) втулки-клапана 5 та розвинута її довжина практично виключають втрати робочої рідини (енергоносія) через зазор в спряженні втулки-клапана 5 та циліндричної частини запірного елемента першого ступеня герметизації ГІТ ГІВ – ГЦ під час прямого ходу плунжера 1. Рівень тиску енергоносія  $p_{1max}$  (тиск «відкриття» ГІТ [1, 3]) регулюється зміненням попередньої деформації основної КП 1 через втулку 13 накидною гайкою 14. Положення накидної гайки 14 фіксується контргайкою 15. Від зовнішнього забруднення шток плунжера 1 захищається брудознімачем 16.

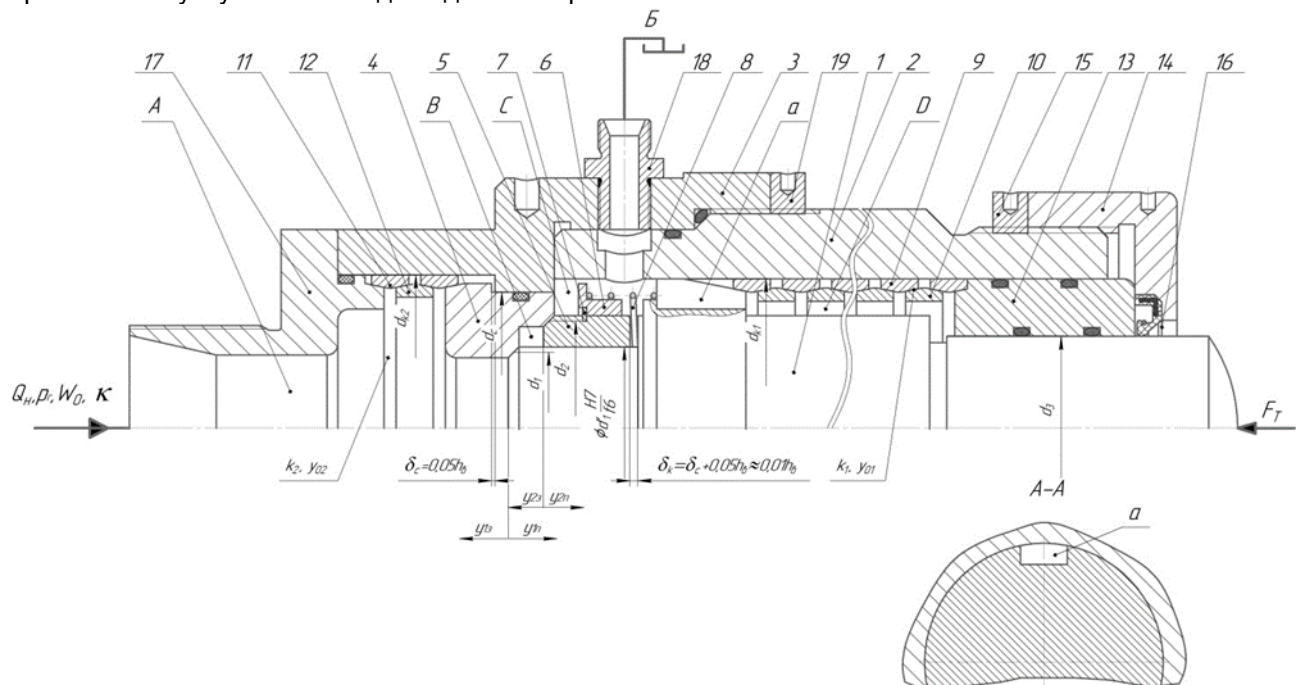
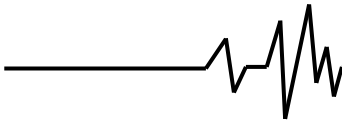


Рис. 1. ГІВ – ГЦ з пружними ланками у вигляді КП 1 і КП 2 та вбудованим однокаскадним параметричним ГІТ

Енергоносій за допомогою гнучкого рукава високого тиску від гідронасосної станції (на рис. 1 умовно не показана) підводиться через отвір в штуцері – кришці 17 в напірну порожнину А вібратора, а його зливна порожнина С через штуцер 18 гнучким рукавом з’єднана з баком Б

гідронасосної станції. З метою збільшення прохідного перерізу штуцера 18, який повинен буди не менше прохідного перерізу штуцера – кришки 17 (що залежить від габаритів типорозміру ГІВ – ГЦ), вібратор може мати два та більше зливних штуцерів 18, які



розміщуються зі зміщенням на  $90^\circ$  відносно зливної порожнини С.

Циліндричні поверхні зовнішніх кілець 9 і 11 (див. рис. 1), якими КП1 та КП2, відповідно, направляються в розточках корпусу 3 та гільзи 2 ГІВ – ГЦ, спрягаються з поверхнями розточок корпусу 3 та гільзи 2 за ходовими посадками не вище 9 – 10 квалітетів точності. За абсолютною величиною радіальні деформації кілець малі [14], то зазори, які забезпечують названі квалітети із врахуванням радіального розтягування зовнішніх кілець 9 і 11 під час їх робочої деформації, гарантовано виключають можливе заклинювання цих кілець.

Принцип роботи ГІВ – ГЦ (див. рис. 1) ґрунтується на генеруванні потоком  $Q_H$  (подача гідронасоса гідронасосної станції енергоносія), що підводиться в напірну порожнину А вібратора, імпульсів тиску амплітудою  $\Delta p = p_{1max} - p_{2max}$  (тут  $p_{1max}$ , та  $p_{2max}$  – відповідно, рівні тисків «відкриття та «закриття» ГІТ [1, 3]) за рахунок зміни потоком  $Q_H$  площі поперечного перерізу запірнього елемента ГІТ з  $A_1 = 0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2 \approx 0,785 \cdot d_1^2$  (площа поперечного перерізу запірнього елемента першого ступеня герметизації ГІТ) на  $A_2 = 0,25 \cdot \pi \cdot d_2^2 \approx 0,785 \cdot d_2^2$  (другий ступінь герметизації ГІТ) як під час прямого ходу (з  $A_1$  на  $A_2$ ), так і зворотного (з  $A_2$  на  $A_1$ ) ходів плунжера 1 вібратора. Рівні тисків  $p_{1max}$ , та  $p_{2max}$  досягаються внаслідок власної стисливості енергоносія з ізотермічним модулем пружності  $k$  енергоносія та регулюються в основному за рахунок зміни попередньої деформації КП 1 ГІВ – ГЦ.

Частота імпульсів тиску в напірній порожнині А вібраторів є рівною частоті вібрацій  $\nu_T \equiv \nu$  [1 – 3] і її можна змінювати впливом на  $\Delta p$  (за рахунок регулювання  $p_{1max}$ ) та  $Q_H$ , наприклад, відведенням частини цього потоку енергоносія через регулятор потоку в бак [1 – 3]. Зміна  $\Delta p$  в основному впливає на рівні амплітуди вібрацій та корисного зусилля на штокові ГІВ – ГЦ.

За закритого ГІТ, як показано на рис. 1, тиск енергоносія в напірній порожнині А вібратора

зростає внаслідок власної стисливості енергоносія та за досягнення рівня «відкриття» ГІТ [1, 3]

$$p_A = p_{1max} \geq [k_1 \cdot (y_{01} + \delta_c) + F_{TO}] \cdot A_1^{-1} \quad (1)$$

Починається прямий хід плунжера 1 на шляху від'ємного перекриття  $h_\epsilon$ . У формулі 3.1 позначено:  $k_1$  – жорсткість КП 1;  $y_{01}$  –

попередня деформація КП1;  $\delta_c = 0,05h_\epsilon$  – зазор між буртиком плаваючого сидла 4 та торцем розточки в корпусі 3 (див. рис. 1), який утворюється під час збирання вібратора разом з кільцями 11 та 12 КП 2, яка певного мірою амортизує ударний контакт запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ в

кінці їх зворотного ходу (закритті ГІТ);  $F_{TO}$  – початкове зусилля технологічного опору об'єкта технологічного пливу плунжера 1 ГІВ – ГЦ. Якщо вібратор встановлено вертикально у вібраційній (ВМ) чи віброударній (ВМ) технологічних машинах, наприклад, у використанні ГІВ – ГЦ як силового гідроциліндра гідроімпульсного привода (ГІП),

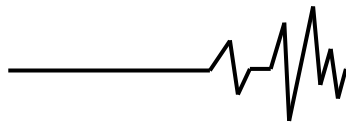
то у зусилля  $F_T$  необхідно включити силу ваги виконавчої ланки ВМ чи ВУМ (наприклад, вібростола) та зведених до неї мас  $m_{max}$ :  $F_G = m_{max} \cdot g$  (тут  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$  – пришвидшення вільного падіння).

Жорсткість КП1 рекомендується розраховувати за залежністю, яка буде отримана в роботі [9]:

$$k_1 = \pi E \cdot A_{m_1} \cdot \text{tg} \beta_1 \cdot \text{tg}(\beta_1 + \varphi_1) \cdot d_{m_1}^{-1} (n_{k_1} - 3)^{-1} \approx C_{КП} \cdot A_{m_1} \cdot d_{m_1}^{-1} (n_{k_1} - 3)^{-1}, \quad (2)$$

де  $C_{КП} = \pi E \cdot A_{m_1} \cdot \text{tg} \beta_1 \cdot \text{tg}(\beta_1 + \varphi_1) \approx \pi E \cdot \text{tg}^2 \beta_1 = \text{const}$ , оскільки кут тертя  $\varphi_1 \approx 0$  так як кільця КП1 працюють у мастильній ванні за зливного тиску енергоносія;  $\beta_1 = 12^\circ \dots 15^\circ$  [15] – кут

конусності кілець КП1  $A_{m_1}$ ,  $d_{m_1}$  – відповідно, середні площі перерізу та діаметри кілець 9 і 10 КП1;  $n_{k_1}$  – повне число кілець КП1;  $E$  – модуль пружності матеріалу кілець КП1, зазвичай кільця КП виготовляють з пружинних марок сталі, наприклад, 60С2А ГОСТ 15959–79



для якої  $E=2,1 \cdot 10^{11} \text{Н/м}^2$  та  $[\sigma_p] = 314 \text{МПа}$  – допустиме напруження розтягування.

Амортизаційна КП2 складається з двох зовнішніх кілець 11 і одного внутрішнього 12 і, очевидно за однакових розмірів кілець (які можуть бути або не суттєво більшими чи меншими, має значно вищу жорсткість  $k_2$ ,

$$k_2 = C_{КП} \cdot A_{m_1} \cdot d_{m_1}^{-1} (n_{k_2} - 3)^{-1} = C_{КП} \cdot A_{m_1} \cdot d_{m_1}^{-1} (5 - 3)^{-1} = 0,5 C_{КП} \cdot A_{m_1} \cdot d_{m_1}^{-1}, \quad (3)$$

де  $n_{k_2} = 5$ .

Порівнюючи (2) та (3) можна установити:

$$k_2 = 0,5 k_1 (n_{k_1} - 3). \quad (4)$$

КП2 в процесі збирання ГІВ – ГЦ складається без попереднього натягу, а зазор  $\delta_c$  виникає під дією регулювання попереднього натягу  $y_{01}$  КП1, що за відсутності тиску енергоносія в напірній порожнині А спричиняє очевидну рівність:

$$k_1 \cdot y_{01} = k_2 \cdot y_{02}, \quad (5)$$

звідки

$$y_{02} = k_1 \cdot k_2^{-1} \cdot y_{01} = 2 \cdot (n_{k_1} - 3)^{-1} y_{01}, \quad (6)$$

де  $y_{02}$  – попередній натяг КП2. Оскільки  $k_1 \cdot k_2^{-1} < 1$ , то й  $y_{02} < y_{01}$ , наприклад, за  $n_{k_1} = 23$   $y_{02} = 0,1 \cdot y_{01}$ .

Зазвичай, величина від'ємного перекриття  $h_{g_1}$  в розглядуваному ГІВ – ГЦ – це відкриття ГІТ та амплітуда вібрацій плунжера 1, за результатами експериментальних досліджень ГІТ [1 – 3] не перевищує 2...4мм, що визначає величину зазору

$$\delta_c = 0,05 \cdot h_g = 0,05(2...4) = 0,1...0,2 \text{мм}. \quad \text{Відкриття ГІТ на величину } h_g \text{ сполучає}$$

Після появи тиску енергоносія в порожнині А  $P_A < P_{1\text{max}}$  система плаває сідло 4 заірні елементи ГІТ (плунжер 1 та система втулка – клапан 5 – ступінчаста втулка 6) разом, як одне ціле, переміщуються на величину зазору  $\delta_c$ , внаслідок чого попередня

оскільки повне число її кілець  $n_{k_2} \square n_{k_1}$ . За однакових розмірів кілець КП1 і КП2  $d_{m_1} = d_{m_2}$ ;  $A_{m_1} = A_{m_2}$ , тоді за рівності  $\beta_1 = \beta_2$  (приймаємо  $\beta_1 = \beta_2 = 12^\circ$ )

деформація КП2  $y_{02}$  зменшується на  $\delta_c$ , а попередня деформація КП1 зростає до величини  $y_{01} + \delta_c$ . Зростання тиску енергоносія до рівня  $P_A \geq P_{1\text{max}}$  спричиняє відрив фаски клапана першого ступеня герметизації ГІТ від першої фаски плаваючого сідла 4, внаслідок чого напірна порожнина А сполучається з проміжною В (див. рис. 1). Через малий об'єм порожнини В тиск енергоносія в цій порожнині практично миттєво досягає рівня  $P_{1\text{max}}$ . Енергоносій під тиском

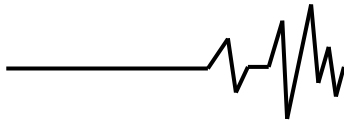
$P_{1\text{max}}$  переміщує втулку-клапан 5, перемагаючи опір витої пружини 8, на величину зазору  $\delta_k \approx 0,1 h_g$  до упору своїм правим торцем в лівий торець напрямної частини плунжера 1 (за креслеником, див. рис. 1). Після вибору зазору  $\delta_c$  втулка-клапан 5 разом з плунжером 1 рухаються на повний робочий хід – від'ємне перекриття  $h_g$ . Необхідний контактний тиск для герметизації в початковому положенні втулки-клапана 5, можна оцінити за очевидною залежністю

$$p_k = 4k_3 \cdot y_{03} / (\pi d_2^2) \approx 1,274 k_3 \cdot y_{03}, \quad (7)$$

де  $k_3$  – жорсткість витої пружини 8;

$y_{03} = \text{const}$  – попередня деформація витої пружини 8, яка утворюється під час збирання ГІВ – ГЦ.

Відкриття ГІТ на величину  $h_g$  сполучає напірну порожнину А зі зливною С, яка посередністю штуцера 18 та гнучких рукавів (на рис. 1 умовно не показані) з'єднана з баком В гідронасосної станції (на рис. 1 умовно не показана), внаслідок чого тиск енергоносія в гідросистемі вібратора зменшується до рівня тиску «закриття» ГІТ [1 – 3]:



$$p_A \leq p_{2\max} \leq p_{1\max} \cdot d_1^2 \cdot d_1^{-2} + \left[ k_1 \cdot h_e + F_{T\max} + k_3 (y_{03} + \delta_k) \right] A_2^{-1}, \quad (8)$$

де  $F_{T\max}$  – максимальне зусилля опору технологічного об'єкта, що діє на вільний торець плунжера 1.

Теоретично за рівня тиску енергоносія  $p_{2\max}$  починається зворотний хід плунжера 1 разом із втулкою – клапаном 5 на шляху  $0 \leq y_{13} \leq h_e$ . В кінці зворотного ходу плунжера 1 ( $y_{13} = h_e$ ,  $p_A = p_{2\max} \approx const$ ) запірні елементи першого та другого ступенів герметизації ГТ фіксуються на фасках плаваючого сидла 4 початковими зусиллями КП1 та витої пружини 8. Кінетична енергія руху плунжера 1 та втулки – клапана 5 частково переходить в потенціальну енергію деформації КП2, тим самим зменшуючи рівень ударної взаємодії плунжера 1, в першу чергу, та втулки-клапана 5 в кінці їх зворотного ходу, що збільшує термін служби герметизуючих фасок (контактуючих поверхонь) запірних елементів першого та другого рівнів герметизації ГТ вібратора і плаваючого сидла 4.

#### Висновки:

1. Певним підбором, наприклад, за енергетичним аналізом, жорсткості амортизаційної КП 2  $k_2$  в залежності від жорсткості  $k_1$  КП1 можна суттєво зменшити рівень шуму під час роботи ГВ – ГЦ.

2. Оскільки під час зворотного ходу плунжера 1 та втулки – клапана 5 їх кінетична енергія частково переходить в потенціальну енергію деформації КП2, то рівень ударної взаємодії запірних елементів першого та другого рівнів герметизації ГТ вібратора зменшується, що позитивно впливає на термін служби ГВ – ГЦ в цілому.

3. Фаскова герметизація та відносно малий хід запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГТ дозволяють реалізувати малу амплітуду та відносно значну частоту вібрацій, що розширює технологічні можливості ГВ – ГЦ, наприклад, як малогабаритного пристрою для віброрізання та деформаційного зміцнення деталей машин.

#### Список використаних джерел

1. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій : монографія / Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р., Севостьянов І. В. – Вінниця : УНІВЕРСУМ – Вінниця 2006. – 291 с.
2. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Поліщук О. В. Використання гідроімпульсного

привода в обладнанні переробних виробництв : монографія / – Вінниця : ВНТУ, 2008. – 116 с.

3. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин : монографія – Вінниця : УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с.

4. Обертюх Р. Р., Слабкий А. В. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.

5. Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Марущак М. В. Віброударний пристрій з гідроімпульсним приводом підвищеної швидкодії та ефективності для деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин. *Вісник машинобудування та транспорту*, м. Вінниця № 1, 2017. – С. 63 – 71.

6. Обертюх Р. Р. Пристрої для вібраційного різання та деформаційного зміцнення з пружними елементами високої жорсткості / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В. // *Матеріали (тези) XVI Міжнародної науково-технічної конференції «ВІБРАЦІЇ В ТЕХНІЦІ ТА ТЕХНОЛОГІЯХ»* (Вінниця, листопад 2017 р.). – С. 68 – 71.

7. Обертюх, Р. Р., Слабкий, А. В., Поліщук, О. В., & Ганпанцурова, О. С. (2022). Гідроімпульсні малогабаритні вібратори на базі прорізних пружин. *Вісник машинобудування та транспорту*, 15(1), 124–130. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-15-1-124-130>

8. Однокаскадний генератор імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності: пат. 141848 У, Україна, F15B21/00, / (Україна). Заявл. 07.11.2019; – Опубл. 27.04.2020, Бюл. №8/2020, 27.04.2020р.

9. Нестеренко М. П., Хименко О. І., Нестеренко Т. М. Вібробудувач із вертикальним валом. *Збірник наукових праць [Полтавського національного технічного університету ім. Ю. Кондратюка]*. Сер. : Галузеве машинобудування, будівництво. - 2010. - Вип. 26. - С. 93-99. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpgmb\\_2010\\_26\\_16](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpgmb_2010_26_16)

10. Ланець О. С., Майструк П. В., Боровець В. М., Майструк В. В. Формування високоефективної дискретної тримасової міжрезонансної коливальної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом [Електронний ресурс] *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. - 2021. - Вип. 55. - С. 62-75. - Режим доступу: <http://nbuv.gov.ua/UJRN/Avtomatyzac>



11. Черно О. О. Энергоэффективные управляемые электромагнитные приводы вибраторного оборудования. Теория и практика : автореф. дис. д-ра техн. наук : 05.09.03, Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского. - Кременчуг, 2020. - 36 с.

12. Chen Z, Huang Z, Jing S, Zeng H, Tao Z, Xue X. Study of the hydraulic disturbance suppression of a vibrator under high-frequency vibration based on experiments and numerical simulations. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019;11(9). doi:10.1177/1687814019879549

13. Shan Fan, Zeping Chen Hydraulic Simulation Analysis of Sonic Drilling Hydraulic Vibration Head MATEC Web of Conferences 256, (2019)  
<https://doi.org/10.1051/mateconf/201925602014>

14. Обертюх Р. Р., Слабкий А.В., Андрухов С.Р., Кудраш В.О. Параметричні однокаскадні генератори імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності. *Віснику машинобудування та транспорту* – №1, 2019. – С. 40 – 48.

## References

1. Iskovych-Lototskyi R. D., Obertiukh R. R., Arkhynchuk M. R. Sevostianov I. V. (2006) *Protsesy ta mashyny vibratsiinykh i vibroudarnykh tekhnologii [Processes and machines of vibration and vibro-impact technologies]: monohrafiia* / – Vinnytsia : UNIVERSUM – Vinnytsia – 291 s [in Ukrainian].

2. Iskovych-Lototskyi R. D., Obertiukh R. R., Polishchuk O. V. (2008) *Vykorystannia hidroimpulsnoho pryvoda v obladnanni pererobnykh vyrobnystv [The use of a hydraulic impulse drive in the equipment of processing plants]: monohrafiia* / – Vinnytsia : VNTU, – 116 s [in Ukrainian].

3. Iskovych-Lototskyi R. D., Obertiukh R. R., Arkhynchuk M. R. (2008) *Heneratory impulsiv tysku dlia keruvannia hidroimpulsnymy pryvodamy vibratsiinykh ta vibroudarnykh tekhnolohichnykh mashyn [Pressure pulse generators for controlling hydraulic pulse drives of vibration and vibration-impact technological machines]. monohrafiia* – Vinnytsia : UNIVERSUM – Vinnytsia, – 171 s [in Ukrainian].

4. Obertiukh R. R., Slabkyi A. V. (2015) *Prystroj dlia vibrotocinnia na bazi hidroimpulsnoho pryvoda [Vibrotuning devices based on a hydraulic impulse drive]: monohrafiia* – Vinnytsia : VNTU, – 164 s [in Ukrainian].

5. Obertiukh R. R., Slabkyi A. V., Marushchak M. V. (2017) *Vibroudarnyi prystrii z hidroimpulsnym pryvodom pidvyshchenoi shvydkodii ta efektyvnosti dlia deformatsiinoho zmitsnennia poverkhon detalei mashyn [Vibroimpact device with a hydraulic impulse drive of increased speed and efficiency for deformation hardening of the surfaces*

*of machine parts]. Visnyk mashynobuduvannia ta transportu, m. Vinnytsia № 1, – S. 63 – 71 [in Ukrainian].*

6. Obertiukh R. R., Slabkyi A. V. (2017) *Prystroj dlia vibratsiinoho rizannia ta deformatsiinoho zmitsnennia z pruzhnymy elementamy vysokoi zhorstkosti [Devices for vibration cutting and strain hardening with elastic elements of high rigidity]. Materialy (tezy) XVI Mizhnarodnoi naukovo-tekhnicnoi konferentsii «Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiah» S. 68 – 71 [in Ukrainian].*

7. Obertiukh, R. R., Slabkyi, A. V., Polishchuk, O. V., & Hanpanturova, O. S. (2022). *Hydropulse small-sized vibrators based on slotted springs*, 15(1), 124–130. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-15-1-124-130> [in English].

8. Odnokaskadni henerator impulsiv tysku pidvyshchenoi propusknoi zdatnosti: pat [*Single-cascade generator of pressure pulses of increased throughput*]. 141848 U, Ukraina, F15B21/00, / (Ukraina). Zaiavl. 07.11.2019; – Opubl. 27.04.2020, Biul. №8/2020, 27.04.2020r [in Ukrainian].

9. Nesterenko M. P., Khymenko O. I., Nesterenko T. M. (2010) *Vibrozbudzhuvach iz vertykalnym valom [Vibro exciter with a vertical shaft]. Zbirnyk naukovykh prats [Poltavskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu im. Yu. Kondratiuka]. Ser. : Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo. - Vyp. 26. - S. 93-99. - Rezhym dostupu: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpgmb\\_2010\\_26\\_16](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpgmb_2010_26_16) [in Ukrainian].*

10. Lanets O. S., Mastruk P. V., Borovets V. M., Mastruk V. V. (2021) *Formuvannia vysokoefektyvnoi dyskretnoi trymasovoi mizhrezonansnoi kolyvalnoi systemy vibratsiinoy mashyny z elektromahnitnym pryvodom [Formation of a highly efficient discrete three-mass interresonant oscillating system of a vibrating machine with an electromagnet drive]. [Elektronnyi resurs] Avtomatyzatsiia vyrobnychykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni . - Vyp. 55. - S. 62-75. - Rezhym dostupu: <http://nbuv.gov.ua/UJRN/Avtomatyzac> [in Ukrainian].*

11. Черно О. О. (2020) *Energoefektivni kerovani elektromahnitni pryvody vibratsiinoho obladnannia Teoriia i praktyka [Energy-efficient controlled electromagnetic drives of vibrating equipment. Theory and practice]: avtoref. dys. d-ra tekhn. nauk : 05.09.03, Kremenchutskyi natsionalnyi universytet imeni Mykhaila Ostrohradskoho. - Kremenchuk, - 36 s [in Ukrainian].*

12. Chen Z, Huang Z, Jing S, Zeng H, Tao Z, Xue X. (2019) *Study of the hydraulic disturbance suppression of a vibrator under high-frequency vibration based on experiments and numerical simulations. Advances in Mechanical Engineering*. 2019;11(9). doi:10.1177/1687814019879549 [in English].



13. Shan Fan , Zeping Chen (2019) *Hydraulic Simulation Analysis of Sonic Drilling Hydraulic*. Vibration Head MATEC Web of Conferences 256, <https://doi.org/10.1051/matecconf/201925602014> [in English].

14. Obertiukh R. R., Slabkyi A.V., Andrukhnov S.R., Kudrash V.O. (2019) *Parametrychni odnokaskadni heneratory impulsiv tysku pidvyshchenoi propusknoi zdatnosti [Parametric single-cascade pressure pulse generators of increased bandwidth]*. *Visnyku mashynobuduvannia ta transportu – №1, 2019. – S. 40 – 48* [in Ukrainian].

#### HYDRO-IMPULSE VIBRATOR – HYDROCYLINDER ON THE BASE OF RING SPRINGS WITH BUILT-IN PARAMETRIC PRESSURE PULSE GENERATOR

*The design scheme of a small-sized hydroimpulse vibrator - a hydraulic cylinder based on an annular spring - is considered. The executive link of the vibrator in the form of a cylindrical plunger of a hydraulic power cylinder is loaded with an annular spring (main), the preliminary deformation of which can be adjusted by a screw mechanism in the form of a sleeve, which is guided along the cylindrical surface of the outlet end of the vibrator plunger and through the central axial bore of the sleeve, which houses the plunger and the main ring spring, and the cap nut, screwed onto the sleeve, and in contact with the outer end of the sleeve of the screw mechanism, and the inner end of the sleeve rests against the outer ring of the main ring spring.*

*The parametric generator of pressure pulses (PPG) in the working fluid (energy carrier) of the vibrator is formed due to the main structural and spring-force elements (plunger, floating saddle and ring springs). PPG contains two degrees of sealing - first and second. The closing element of the valve type (chamfered) of the first stage of PPG sealing is designed in the form of a ground wide chamfer on the inner end of the vibrator plunger, which interacts with the first chamfer of a smaller diameter of the floating saddle, loaded with an additional short ring spring. The floating seat has a second chamfer of a larger diameter, the contact of which with the wide ground chamfer of the sleeve-valve, which is located on the cylindrical part of the closing element of the first stage of PPG sealing and is coupled with it by an exact running fit, forms the second stage of PPG sealing. In order to minimize the dimensions of the floating saddle, its first and second chamfers are located in the same angular plane, and the floating saddle and an additional short ring spring are placed in the housing of the power supply to the vibrator. The housing of the energy carrier is connected to the bushing of the location of the vibrator plunger and the main ring spring by means of a cut. The contact pressure necessary for sealing in the initial position of the valve bushing on the second face of the floating seat is created by a twisted cylindrical spring that presses the valve bushing to the seat through a stepped bushing and split spring ring, which are placed on the cylindrical outer surface of the valve bushing.*

**Key words:** amplitude, hydropulse drive, pressure pulse generators, ring spring, elastic elements of high stiffness, frequency.

#### Відомості про авторів

**Обертюх Роман Романович** — кандидат технічних наук, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри галузевого машинобудування (e-mail: [obertyuh557@gmail.com](mailto:obertyuh557@gmail.com), тел. +380432598523, Україна, 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95, кімн. 1204.)

**Слабкий Андрій Валентинович** — кандидат технічних наук, Вінницький національний технічний університет, доцент кафедри галузевого машинобудування, (e-mail: [SlabkiyAndrey@gmail.com](mailto:SlabkiyAndrey@gmail.com), тел. +380432598523, Україна, 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95, кімн. 1204. <https://orcid.org/0000-0001-9284-2296>)

**Бакалець Дмитро Віталійович** — кандидат технічних наук, Вінницький національний технічний університет, доцент кафедри галузевого машинобудування, (e-mail: [SlabkiyAndrey@gmail.com](mailto:SlabkiyAndrey@gmail.com), тел. +380432598523, Україна, 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95, кімн. 1204. <https://orcid.org/0000-0003-1528-2066>)

**Obertykh Roman** – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Vinnytsia National Technical University, Associated Professor of the Department of Industrial engineering, Vinnitsa National Technical University, (e-mail: [obertyuh557@gmail.com](mailto:obertyuh557@gmail.com), tel. +380432598523, Ukraine, 21021, Vinnitsa, 95, Khmelnytsky Highway St., apt. 1204.)

**Slabkiy Andrey** – Cand. Sc. (Eng.), Associated Professor of the Department of Industrial engineering, Vinnitsa National Technical University, (e-mail: [SlabkiyAndrey@gmail.com](mailto:SlabkiyAndrey@gmail.com), tel. +380432598523, Ukraine, 21021, Vinnitsa, 95, Khmelnytsky Highway St., apt. 1204.)

**Bacalets Dmutro** — Cand. Sc. (Eng.), Associated Professor of the Department of Industrial engineering, Vinnitsa National Technical University (e-mail: [BacaletsDima@gmail.com](mailto:BacaletsDima@gmail.com), tel. +380432598523, Ukraine, 21021, Vinnitsa, 95, Khmelnytsky Highway St., apt. 1204.):