

Р. Р. Обертюх¹
А. В. Слабкий¹
С. Р. Андрухов¹
В. О. Кудраш¹

ПАРАМЕТРИЧНІ ОДНОКАСКАДНІ ГЕНЕРАТОРИ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ

¹Вінницький національний технічний університет

Однією з переваг гідроімпульсних пристроїв для віброрізання (ВР) та поверхневого деформаційного зміцнення деталей (ПДЗД), перед пристроями з іншими типами приводів (механічним, пневматичним, електричним тощо) є його малі габарити за значної енергоефективності. Означена перевага досягнута за рахунок використання в силових і розподільних ланках (генераторах імпульсів тиску (ГІТ) пристроїв пружин високої жорсткості, таких як прорізні (ГП), тарілчасті (ТП) та кільцеві (КП) пружини, які, з метою мінімізації габаритів пристроїв, суміщаються або виготовляються як одна деталь з їх силовими та розподільними (ГІТ) ланками.

Пропускна здатність Q ГІТ, що використовуються в гідроімпульсних пристроях для ВР та ПДЗД, це, зазвичай, однокаскадні ГІТ параметричного типу з клапанною (фасковою) та золотниковою герметизацією, відповідно, першого та другого ступенів герметизації запірнього елемента (ланки) ГІТ, визначається його умовним проходом d_p , який регламентується діаметрами ступенів герметизації ГІТ, відповідно, першого – d_1 та другого – d_2 , і від'ємним перекриттям h_e золотникового ступеня герметизації, яка досягається величиною додатного перекриття h_d .

Одним із можливих шляхів підвищення пропускної здатності однокаскадних ГІТ на базі пружних елементів високої жорсткості є зменшення ходу запірнього елемента ГІТ за рахунок виключення (використання клапанної герметизації в другому ступені ГІТ) або суттєвого зменшення його додатного перекриття h_d , за умов застосування коротких пружин високої жорсткості та збереження напружень, що виникають в поперечних перерізах їх елементів на рівні допустимих.

Згідно з означеним шляхом підвищення пропускної здатності однокаскадних ГІТ на базі пружних елементів високої жорсткості розглянуто конструктивні схеми однокаскадних ГІТ підвищеної пропускної здатності для керування гідроімпульсними приводами (ГІП) вібраційних технологічних машин і пристроїв. Базовою ланкою запропонованих ГІТ є запірний елемент з клапанною (фасковою) герметизацією, виконаний заодно або суміщений з пружною ланкою високої жорсткості, наприклад, прорізною (ГП) чи кільцевою (КП) пружинами.

Розроблено два типи однокаскадних ГІТ підвищеної пропускної здатності зі схемами приєднання до силової ланки ГІП (гідроциліндра тощо) «на виході» та «вході».

Підвищена пропускна здатність ГІТ досягається за рахунок значного зусилля попередньої деформації ПП чи КП та обмеження їх радіальних і осьових розмірів.

Ключові слова: генератор імпульсів тиску; герметизація; гідравлічна ланка; гідроімпульсний привід; деформація; жорсткість; енергоносіє; привід; подача; ступінь; тиск; хід.

Вступ

Однією з основних переваг гідроімпульсних пристроїв, наприклад, для віброрізання (ВР) та поверхневого деформаційного зміцнення деталей (ПДЗД), перед пристроями з іншими типами приводів (механічним, пневматичним, електричним тощо) є його малі габарити за значної енергоефективності. Ця перевага досягнута за рахунок використання в силових і розподільних ланках генераторів імпульсів тиску (ГІТ) пристроїв пружин високої жорсткості, таких як прорізні (ГП), тарілчасті (ТП) та кільцеві (КП) пружини [1-4], які, з метою мінімізації габаритів пристроїв, суміщаються або виготовляються як одна деталь з їх силовими та розподільними (ГІТ) ланками.

Зазвичай, в гідроімпульсних пристроях для ВР та ПДЗД використовуються однокаскадні ГІТ параметричного типу з клапанною (фасковою) та золотниковою герметизацією, відповідно, першого та другого ступенів герметизації запірнього елемента (ланки) ГІТ [5]. Пропускна здатність Q ГІТ визначається його умовним проходом d_p , який регламентується діаметрами ступенів герметизації ГІТ, відповідно, першого – d_1 та другого – d_2 і від'ємним перекриттям h_e золотникового ступеня герметизації, яка досягається величиною додатного перекриття h_d . Для надійної роботи ГІТ і прийнятної точності спряження його запірнього елемента, як правило, $h_d = 2 \dots 3$ мм, а $h_e \approx h_d$ і його повний хід $h = h_d + h_e$. Зважаючи на відносно малу осьову деформацію одного елемента (кільця чи

тарілки) ПП, КП чи ТП для того, щоб забезпечити потрібний хід h запірного елемента ГТ за номінального значення його тиску «відкриття» p_1 (зазвичай $p_1 = 10 \text{ МПа}$ [6]) необхідно збільшувати число елементів цих пружин, а це за вказаного значення p_1 та прийнятної попередньої деформації пружин зменшує умовний прохід ГТ. Намагання за описаних умов використати короткі пружини високої жорсткості спричиняє в поперечних перерізах їх елементів напруження, що можуть суттєво перевищувати допустимі, що приводить до поломок цих пружин і виходу з ладу ГТ та пристрою в цілому.

Наприклад, жорсткість ПП k_{nn} і еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$ в небезпечних перерізах робочих кілець пружини можна розрахувати за формулами, наведеними в роботах [7–9], які за умов $a = b$, $n_n = 2(n + 1)$ і $a_{он} = 3a$ (тут $a = b$, $n_n = 2(n + 1)$ і $a_{он} = 3a$ (тут a , b , n_n , n і $a_{он}$, відповідно, ширина та товщина робочого кільця ПП, число перемичок і число робочих кілець ПП та товщина її опорних кілець (у ПП два опорних кільця $n_{он}$) можна привести до вигляду:

$$k_{nn} = (1,035 \cdot E \cdot a^4) / (R^3 \cdot n); \quad (1)$$

$$\sigma_{екв} = (1,22 \cdot F_p \cdot R) \cdot a^{-3} \leq [\sigma], \quad (2)$$

де E – модуль пружності матеріалу ПП; R – середній радіус ПП; $[\sigma]$ – допустиме напруження згину для матеріалу ПП; $F_p = k_{nn} \cdot h = p_1 \pi d_2^2 / 4 \approx 0,785 p_1 d_2^2$ – максимальне робоче навантаження пружини. Якщо в (2) прийняти $\sigma_{екв} = [\sigma]$ та $F_{pmax} = k_{nn} \cdot h_{max}$, то із залежностей (1) і (2) отримаємо формулу для розрахунку межового навантаження ПП, за якого забезпечується міцність ПП, та максимально можлива її деформація h_{max} (повний хід запірного елемента ГТ):

$$F_{pmax} = 0,82 [\sigma] a^3 R^{-1}; \quad (3)$$

$$h_{max} = 0,79 [\sigma] n R^2 E^{-1} a^{-1}. \quad (4)$$

Із викладеного можна зробити висновок, що одним із можливих шляхів підвищення пропускної здатності однокаскадних ГТ на базі пружних елементів високої жорсткості є зменшення ходу запірного елемента ГТ за рахунок виключення або суттєвого зменшення його додатного перекриття h_0 .

Мета роботи – підвищення пропускної здатності однокаскадних ГТ на базі пружних елементів високої жорсткості шляхом нового конструктивного розв'язку другого ступеня герметизації запірного елемента (ланки) ГТ.

Описання нових конструктивних розв'язків параметричних однокаскадних ГТ підвищеної пропускної здатності

Конструктивна схема однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на виході» [5, 6] до силової ланки (гідроциліндра тощо) гідроімпульсного привода (ГПП), зображена на рис. 1.

Запірний елемент 2 ГТ у вигляді конусного клапана суміщеного з ПП, розміщений в гільзі 3, встановлений в корпусі 1 генератора, контактує по конічній фасці з сідлом 4, яке розташоване в тій же розточці, що й гільза 3. Гільза 3 та сідло 4 в осьовому напрямку зафіксовані кришкою 11 ГТ. В кришці 11 встановлено плунжер 10, лівий сферичний (за креслеником) торець якого впирається в опорне кільце ПП, а правий торець контактує з гвинтом регулятора попередньої деформації ПП (тиску «відкриття» p_1 ГТ).

Перший ступінь герметизації ГТ здійснюється по середньому діаметру d_1 контакту конусної частини запірного елемента 2 з сідлом 4, а другий ступінь герметизації генератора по середньому діаметру d_2 реалізовано втулкою-клапаном 5, який внутрішнім отвором спрягається по діаметру d'_1 з циліндричною частиною конусного клапана запірного елемента 2 за точною ходовою посадкою, що вказана на рис. 1. Довжина спряження поверхонь втулки-клапана 5 та циліндричної частини конусного клапана запірного елемента 2 розвинута (не менше $(0,8 \dots 1,0) d'_1$), що забезпечує високу герметичність в момент відкриття ГТ.

Початковий контактний тиск на поверхні спряження притертих фасок втулки-клапана 5 та сідла 4 забезпечується зусиллям витої пружини 8, яка діє на втулку-клапан 5 через ступінчасту втулку 6, що розташована на зовнішній поверхні втулки-клапана 5, та пружинне запірне кільце (шайбу). Між

плоским (правим за креслеником) торцем втулки-клапана 5 та буртом ПП утворено зазор $h < h_0$.

Ущільнення гільзи 3, сідла 4 та плунжера 10 здійснюється гумовими кільцями круглого перерізу, які на рис. 1 умовно не позначені позиціями.

Золотниковий варіант організації другого ступеня герметизації генератора по діаметру d_2 показано на рис. 1, де $h \leq h_0$.

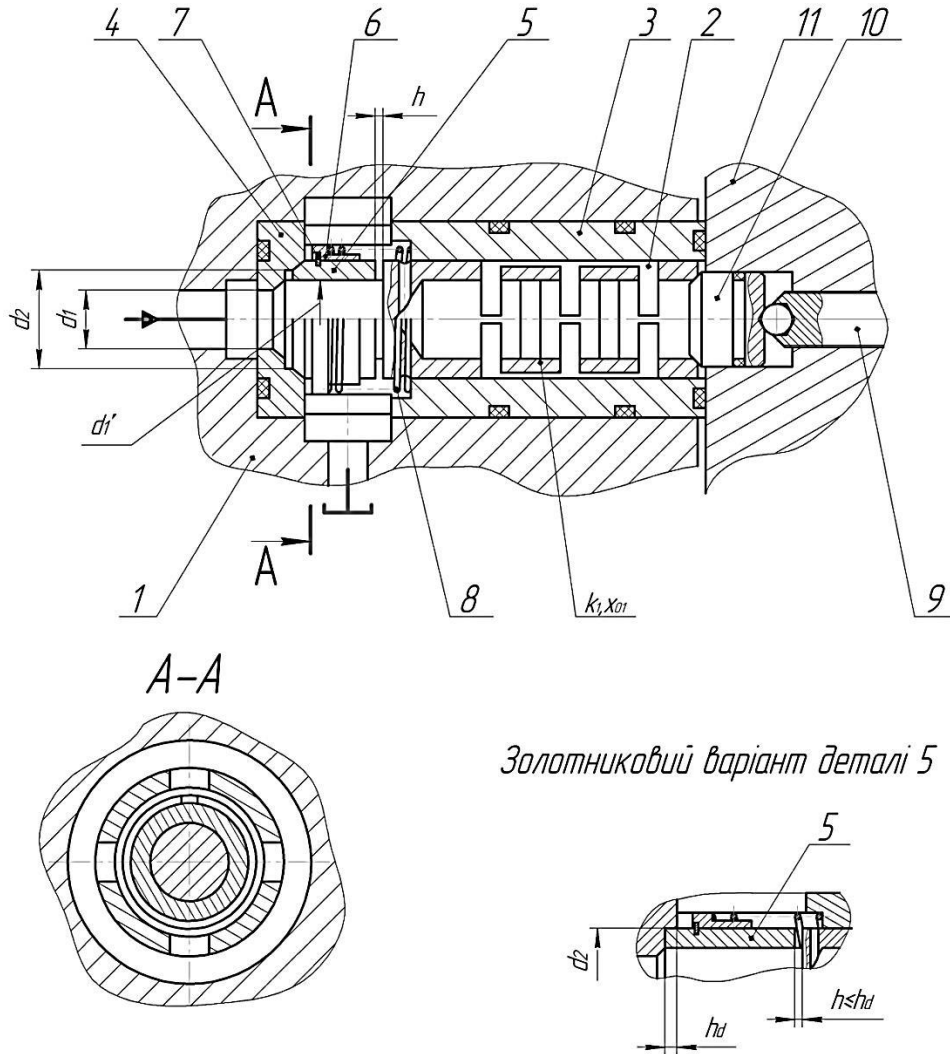


Рис. 1. Конструктивна схема однокаскадного ГГТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на виході»

Тиски робочої рідини (енергоносія) під час відкриття p_1 та закриття p_2 ГГТ і початковий контактний тиск p_k у фасковому спряженні втулки-клапана 5 з сідлом 4 розраховуються за відомими залежностями [5, 6]:

$$p_1 \geq 4 k_1 x_{01} / (\pi d_1^2) \approx 0,785 k_1 x_{01} d_1^{-2}; \quad (4)$$

$$p_2 \leq p_1 d_1^2 d_2^{-2} + 0,785 k_1 h_0 d_2^{-2}; \quad (5)$$

$$p_k = 4 k_2 x_{02} / (\pi d_2^2) \approx 0,785 k_2 x_{02} d_2^{-2}, \quad (6)$$

де k_1, k_2, x_{01}, x_{02} – відповідно, жорсткості та попередні деформації ПП і витої пружини 8.

За досягнення в напірній порожнині ГГТ (див. підвід енергоносія, позначений рівностороннім зафарбованим трикутником) тиску «відкриття» p_1 , запірний елемент 2 починає рухатись, його герметичність порушується і енергоносій під тиском $p_r \geq p_1$ (тут p_r поточний тиск в напірній порожнині ГГТ) діє на втулку-клапан 5, який, швидко переміщуючись, проходить відстань h ,

впирається в бурт ПП, відкриває запірний елемент 2 на величину від'ємного перекриття h_6 , і фіксує його в цьому положенні. Напірна порожнина ГТ з'єднується зі зливною (гідробаком), тиск енергоносія в гідросистемі ГТ зменшується до рівня p_2 , що спричиняє переміщення запірного елемента 2 та втулки-клапана 5 в початкове положення, відповідно, під дією ПП та витой пружини 8. Далі робочий цикл повторюється і в гідросистемі пристрою, привода машини тощо, що керується описаним ГТ, генеруються імпульси тиску амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$ та частотою ν , максимальна величина якої визначається конструктивними параметрами ГТ і величиною підведеного потоку енергоносія, зазвичай, це подача Q_n гідронасоса.

Зменшення ходу запірного елемента 2 до рівня h_6 та інша схема конструктивного розв'язку другого ступеня герметизації ГТ дозволяє суттєво скоротити число елементів і довжину ПП (чи КП) та забезпечити збереження робочих напружень в елементах цих пружин на допустимому рівні. Це збільшує робочі зусилля ПП (КП) за відносно прийнятних габаритів, що за використовуваних [5, 6] у ГТ рівнях тисків «відкриття» p_1 ГТ потребує збільшення умовного проходу генератора (діаметра d_1), а це, відповідно, приводить до зростання пропускної здатності однокаскадних ГТ.

На рис. 2 показана конструктивна схема однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на вході» [5, 6] до силової ланки (гідроциліндра тощо) гідроімпульсного приводу (ГІП).

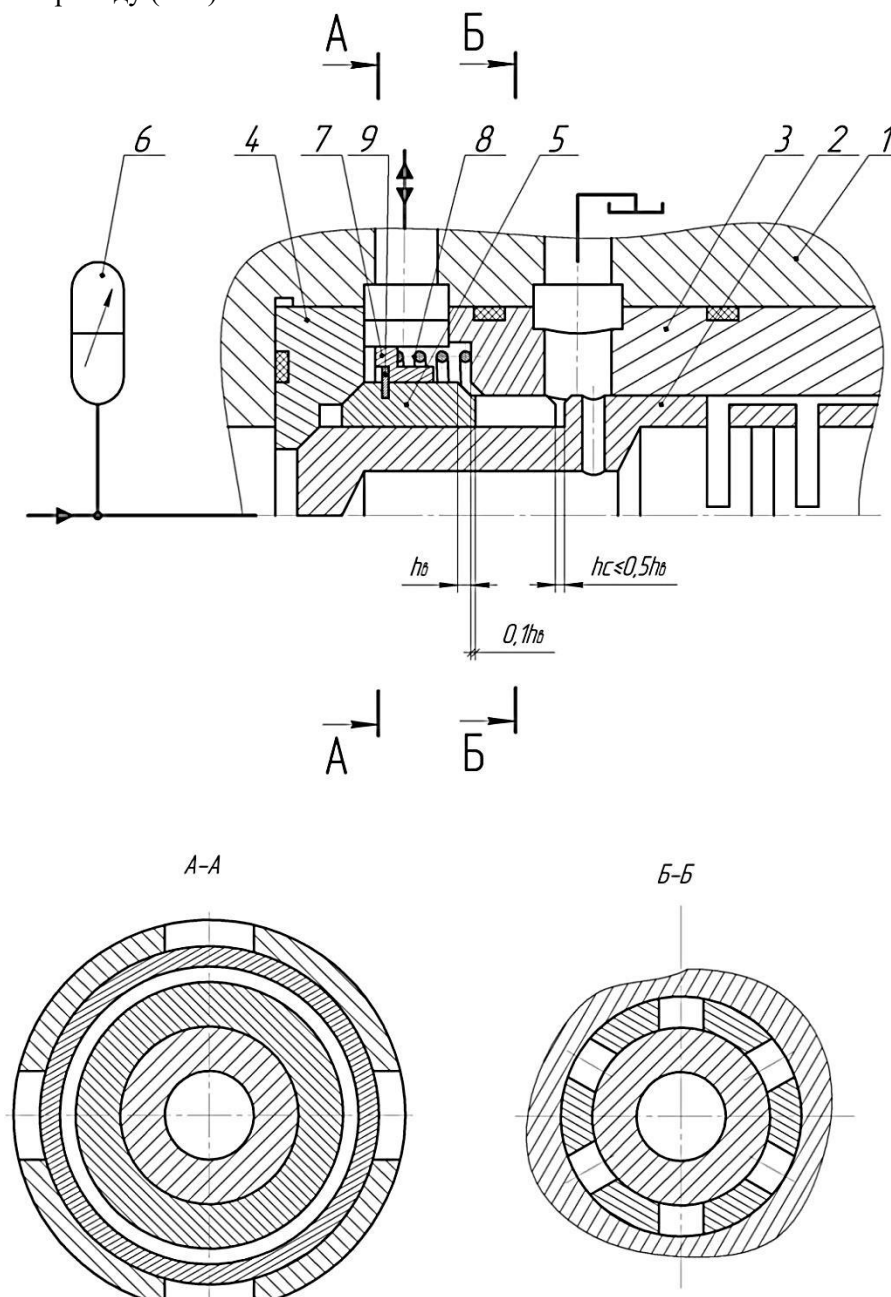


Рис. 2. Конструктивна схема однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на вході»

ГПТ за цією схемою від розглянутої відрізняється конструкціями гільзи 3 та втулки-клапана 5, на обох торцях якої утворені герметизуючі конусні фаски, які по чергово взаємодіють – ліва (за креслеником) з відповідною фаскою сідла 4 (другий ступінь герметизації ГПТ), права з фаскою, організованою на торці внутрішньої (зліва за креслеником) розточки гільзи 3. Крім того функціонування ГПТ за схемою приєднання «на вході» можливе лише за наявності в напірній гідролінії циклового гідроакумулятора 6, що заряджається тільки на один робочий цикл ГПТ (один хід виконавчого гідродвигуна пристрою, ГПП тощо). Для реалізації схеми «на вході» в корпусі 1 та гільзі 3 виконано дві ізольовані розточки, одна з яких приєднується до виконавчої ланки ГПП, а друга до гідробака.

В початковому положенні запірний елемент 2, який схематично такий як і в розглянутій вище конструкції ГПТ (див. рис. 1) та відрізняється тільки розмірами клапанної частини, розточки в гільзі 3, відповідно, приєднані до виконавчої ланки ГПП та гідробака, через від'ємне перекриття h_6 та повздовжні пази на хвостовику втулки-клапана 5 (див. рис. 2 та перетин Б – Б) з'єднуються. На правій частині (за креслеником) хвостовика втулки-клапана 5 є маленьке додатне перекриття довжиною $0,1 h_6$, яке мінімізує перетікання енергоносія з напірної порожнини ГПТ в зливну в момент перемикавання втулки-клапана 5. Для надійного відкриття запірний елемент 2 на хід h_6 зазор h_c між торцем хвостовика втулки-клапана 5 та буртом ГПП не повинен перевищувати величину $h_c \leq 0,5 h_6$.

Принцип роботи ГПТ за схемою приєднання «на вході» відрізняється від принципу функціонування ГПТ за схемою приєднання «на виході» тим, що зменшення тиску енергоносія до рівня p_2 під час перемикавання генератора здійснюється внаслідок розрядки циклового гідроакумулятора 6 та ходу виконавчого гідродвигуна пристрою, ГПП тощо.

Висновки

1. Новий конструктивний розв'язок другого ступеня герметизації ГПТ у вигляді рухомої втулки-клапана дозволяє зменшити хід запірний елемент ГПТ до рівня h_6 , суттєво скоротити число елементів і довжину ГПП (чи КП) без збільшення робочих напружень в елементах цих пружин вище допустимого рівня та збільшити внаслідок цього робоче зусилля ГПП (КП).

2. Значне робоче зусилля ГПП (КП) за прийнятних габаритів цих пружин та використовуваних у ГПП рівнях тисків «відкриття» p_1 ГПТ потребує збільшення умовного проходу однокаскадних генераторів, що підвищує їх пропускну здатність та наближує за технічними параметрами цей тип ГПТ до двокаскадних генераторів імпульсів тиску, які складніші за конструкцією і більші за габаритами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] 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» у *Наукові нотатки*, Луцьк, 2013, випуск 42, с. 193–202.
- [2] Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, М. В. Марущак «Віброударні гідроімпульсні пристрої підвищеної швидкодії для динамічного деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску,» у *Наукові нотатки*, Луцьк, 2017, випуск 59, с. 204–211.
- [3] Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, М. В. Марущак «Віброударний пристрій з гідроімпульсним приводом підвищеної швидкодії та ефективності для деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин» *Вісник машинобудування та транспорту*, № 1, с. 63–71, 2017.
- [4] Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий і М. В. Марущак «Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей», Патент України В24В39/04. № 103682 Україна, МПК (2015), 25. 12. 2015.
- [5] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук, *Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин*. Вінниця, Україна: УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2008, 171 с.
- [6] Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, *Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода*. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2015, 164 с.
- [7] И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич, *Расчет на прочность деталей машин: справочник*, 4-е изд., перераб. и доп. – М., Россия : Машиностроение, 1993, 640 с.
- [8] С. Д. Пономарев, Л. Е. Андреева, *Расчет упругих элементов машин и приборов*. – М., Россия : Машиностроение, 1980, 336 с.
- [9] В. А. Заплетохин, *Конструирование деталей механических устройств: справочник*. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд.-ние, 1990. – 669 с.

Обертюх Роман Романович – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри галузевого машинобудування;
Слабкий Андрій Валентинович – канд. техн. наук, доцент кафедри галузевого машинобудування;
Андрухов Сергій Русланович – магістр, здобувач кафедри галузевого машинобудування;
Кудраш Віталій Олександрович – магістрант кафедри галузевого машинобудування.

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця.

R. Obertykh¹
 A. Slabkyi¹
 S. Andrukhov¹
 V. Kudrash¹

Parametric single-time generators impulses of a pressure increased towing confidence

¹Vinnitsia National Technical University

One of the advantages of the hydropulse devices for the vibration cutter (VC) and the surface deformation hardening of the parts (SDHP), in front of devices with other types of drives (mechanical, pneumatic, electric, etc.) is its small dimensions with significant energy efficiency. This advantage is achieved through the use of high-rigidity springs, such as cut-out (CS), plate (PS) and ring (RS) springs, which, in order to minimize the dimensions of devices, are used in power and distribution units (pressure generators of the pulse pressure (PPG), are combined or made as one part with their power and distribution (PPG) links.

The bandwidth Q of PPG used in the hydropulse devices for VC and SDHP is, as a rule, single-stage PPGs of parametric type with valve (facsimile) and spool sealing, respectively, of the first and second degrees of sealing of the locking element (link) of the PPG, determined by its the conditional passage d_j , which is regulated by the diameters of the stages of PPG sealing, respectively, the first – d_1 and the second – d_2 and the negative overlap h_a of the spool sealing degree, which is achieved by the magnitude of the positive overlapping h_b .

One possible way to increase the throughput of single-stage PPGs based on elastic elements of high stiffness is to reduce the course of the locking element of the PPG by eliminating (using a valve seal in the second degree of PPG) or significantly reducing its positive overlap h_b , under conditions of application of short high-stiffness springs and conservation stresses arising in the cross sections of their elements at the level of permissible ones.

According to the indicated way of increasing the throughput of single-stage PPGs on the basis of elastic high stiffness elements, the design schemes of single-stage PPGs with increased throughput for controlling the hydropulse drives (HPD) of vibration process machines and devices are considered. The basic link of the proposed PPG is the shutter element with a valve (façade) seal, made at the same time or combined with an elastic high stiffness link, for example, cut-through or ring springs.

Two types of single-stage PPGs with increased throughput have been developed with the connection diagrams for the HPD (hydrocylinder etc.) power connection at the «outlet» and «inlet».

Increased PPG throughput is achieved due to the considerable efforts of the preliminary deformation of the CS or RS and the limitation of their radial and axial dimensions.

Keywords: pressure pulse generator; sealing; hydraulic link; hydropulse drive; deformation; stiffness; energy carriers; actuator; innings; degree; pressure; the course.

Obertykh Roman – Cand. Sc. (Eng.), associate professor, Professor of department industrial engineering;

Slabkyi Andrii – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of department of industrial engineering;

Andrukhov Sergei – master, a candidate for the of the department of branch engineering;

Kudrash Vitaliy – student of the department industrial engineering, Vinnitsia National Technical University.

Р. Р. Обертюх¹
 А. В. Слабкий¹
 С. Р. Андрухов¹
 В. О. Кудраш¹

Параметрические однокаскадные генераторы импульсов давления повышенной пропускной способности

¹Винницкий национальный технический университет

Одним из преимуществ гидроимпульсных устройств для виброрезки (ВР) и поверхностного деформационного упрочнения деталей (ПДУД), перед устройствами с другими типами приводов (механическим, пневматическим, электрическим и т. п.) является его малые габариты при значительной энергоэффективности. Данное преимущество достигнуто за счет использования в силовых и распределительных звеньях (генераторах импульсов давления (ГИД) устройств пружин высокой жесткости, таких как прорезные (ПП), тарельчатые (ТП) и кольцевые (КП) пружины, которые, с целью минимизации габаритов устройств, совмещаются или изготавливаются как одна деталь с их силовыми и распределительными (ГИД) звеньями.

Пропускная способность Q ГИД, используемых в гидроимпульсных устройствах для ВР и ПДУД, это, как правило, однокаскадные ГИД параметрического типа с клапанной (фасковой) и золотниковой герметизацией, соответственно, первой и второй степенями герметизации запорного элемента (звена) ГИД, определяется его условным проходом d_j , который регламентируется диаметрами степеней герметизации ГИД, соответственно, первого – d_1 и второго – d_2 и отрицательным перекрытием h_a золотниковой степени герметизации, которая достигается величиной положительного перекрытия h_b .

Одним из возможных путей повышения пропускной способности однокаскадных ГИД на базе упругих элементов высокой жесткости является уменьшение хода запорного элемента ГИД за счет исключения (использование

клапанной герметизации во второй степени ГИД) или существенному уменьшению его положительного перекрытия h_a , в условиях применения коротких пружин высокой жесткости и сохранения напряжений, возникающих в поперечных сечениях их элементов на уровне допустимых.

Согласно указанному пути повышения пропускной способности однокаскадных ГИД на базе упругих элементов высокой жесткости рассмотрены конструктивные схемы однокаскадных ГИД повышенной пропускной способности для управления гидроимпульсными приводами (ГИП) вибрационных технологических машин и устройств. Базовым звеном предложенных ГИД является запорный элемент с клапанной (фасковой) герметизацией, выполненный заодно или совмещенный с упругим звеном высокой жесткости, например, прорезной (ПП) или кольцевой (КП) пружинами.

Разработаны два типа однокаскадных ГИД повышенной пропускной способности со схемами присоединения к силовому звену ГИП (гидроцилиндра и т.д.) «на выходе» и «входе».

Повышенная пропускная способность ГИД достигается за счет значительного усилия предварительной деформации ПП или КП и ограничения их радиальных и осевых размеров.

Ключевые слова: генератор импульсов давления; герметизация; гидравлическое звено; гидроимпульсный привод; деформация; жесткость; энергоноситель; привод; подача; степень; давление; ход.

Обертюх Роман Романович – канд. техн. наук, доцент, профессор кафедры отраслевого машиностроения;

Слабкий Андрей Валентинович – канд. Техн. наук, доцент кафедры отраслевого машиностроения;

Андрухов Сергей Русланович – магистр, соискатель кафедры отраслевого машиностроения;

Кудраш Виталий Александрович – магистрант кафедры отраслевого машиностроения.