

МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ РАДІАЛЬНОГО ВІБРОТОЧІННЯ, КЕРОВАНОГО ОДНОКАСКАДНИМ ГЕНЕРАТОРОМ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ

Вінницький національний технічний університет; факультет Машинобудування та транспорту; кафедра Галузевого машинобудування

Анотація

Розглянуто розширення області використання обладнання та устаткування на основі гідроімпульсного привода (ГП), зокрема, в технологічних процесах обробки матеріалів віброрізанням (ВР) і тиском, наприклад, зміцнення поверхонь деталей машин поверхневим пластичним деформуванням (ППД), за рахунок створення нових конструкцій гідроімпульсних пристроїв на базі пружин високої жорсткості (ПВЖ) в яких запірний елемент однокаскадного параметричного генератора імпульсів тиску (ГІТ) підвищеної пропускної здатності з клапанною (фасковою) герметизацією виконано заодно з ПВЖ у вигляді прорізної пружини (ПП). ГІТ поєднано з силовою головкою приведення у вібраційний рух різця. Силу ланку (гідроциліндр плунжерного типу) головки з сильфонною герметизацією суміщено з втулкою-різцетримачем і ПП навантаження та повернення різця у початкове положення.

На основі детального аналізу конструктивної схеми гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності, орієнтовної циклограми робочого циклу пристрою та узагальнених вхідних даних і аналізу енергобалансу прямого ходу запірних елементів ГІТ і виконавчої ланки (різця) силової головки, розроблено методику проєктного розрахунку пристрою, яка дозволяє, за відносно простими залежностями, знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри ГІТ і силової головки.

Ключові слова: генератор імпульсів тиску; герметизація; гідравлічна ланка; гідроімпульсний привод; віброрізання деформація; жорсткість; енергоносій; привод; подача; прорізна пружина; тиск.

Abstract

Expansion of the field of use of equipment and equipment based on hydroimpulse actuator is considered, in particular, in technological processes of materials processing by vibration cutting (BP) and pressure, for example, strengthening of surfaces of machine parts by surface plastic deformation, due to creation of new designs of hydroimpulse devices based on high rigidity in which the locking element of a single-stage parametric pressure pulse generator (PPG) increased throughput with valve (chamfer) sealing tion is made in conjunction with the spring high rigidity in the form of a slit spring. The PPG is combined with the power head of the vibration drive of the cutter. The power link (plunger-type hydraulic cylinder) of the bellows-sealed head is combined with the sleeve-cutter and the load-bearing slit springs and the cutter to its original position.

Based on a detailed analysis of the design scheme of a hydroimpulse device for radial vibration turning, controlled by single-stage high-throughput PPG, an orientation cycle diagram of the device operating cycle and generalized input data and analysis of the energy balance of the straight line of locking elements, calculation of a device that allows, by relatively simple dependencies, to find all the basic energy, power and geometric parameters of the PPG and the power head .

Результати дослідження

Створення нових конструкцій гідроімпульсних пристроїв на базі пружин високої жорсткості (ПВЖ) – прорізних (ПП), тарілчастих (ТП) і кільцевих (КП) [1 – 4], розширює область використання обладнання та устаткування на основі гідроімпульсного привода (ГП), зокрема, в технологічних процесах обробки матеріалів віброрізанням (ВР) (віброточіння, віброствердління, віброфрезерування тощо) і тиском, наприклад, зміцнення поверхонь деталей машин поверхневим пластичним деформуванням (ППД) [5, 6]. Від відомих пристроїв для ВР та ППД гідроімпульсні пристрої на базі ПВЖ відрізняються малими габаритами, що дозволяє їх встановлювати, наприклад, безпосередньо в різцетримачі токарно-гвинторізного верстата [5, 6] без зміни конструкції його супорта та кінематичної схеми, та високою інтенсивністю силового впливу на технологічний об'єкт оброблення. Параметри силового впливу – вібронавантаження (зусилля, амплітуда та частота вібрацій, форма коливань виконавчої ланки пристрою тощо) у гідроімпульсних пристроях на базі ПВЖ мо-

жна регулювати, в. т. ч. за необхідності адаптивно, в широких межах простими механізмами та засобами.

Розширення технічних і технологічних можливостей гідроімпульсних пристроїв на ПВЖ тісно пов'язане з пропускною здатністю генератора імпульсів тиску (ГІТ), що керує роботою пристрою (ГІТ, зазвичай, поєднано в одній конструкції із силовою ланкою пристрою [5, 6]). Вимога малогабаритності (компактності) не дозволяє застосувати в приводі цих пристроїв багатокаскадні ГІТ, а використовувати лише однокаскадні параметричні генератори [5, 6]. Одним із можливих шляхів підвищення пропускної здатності однокаскадних ГІТ на базі ПВЖ є зменшення ходу запірною елемента ГІТ за рахунок виключення його золотникової герметизації на обох рівнях (додатного перекриття h_d) і використання фасочної (клапанної) герметизації та коротких ПВЖ, жорсткість яких визначається на межі допустимих напружень в елементах пружин, що виникають в поперечних перерізах ПВЖ за максимально можливих їх навантажень [7].

Такий підхід дозволяє спроектувати параметричні однокаскадні ГІТ [7] з пропускною здатністю близькою до двокаскадних генераторів. Поєднання ГІТ такої конструкції з силовою виконавчою ланкою (силовою головкою) на базі ПП та сифонною герметизацією виконавчого гідродвигуна (гідроплунжера) дозволило створити компактний гідроімпульсний пристрій для ВР (радіального віброточіння) з широким діапазоном регулювання параметрів вібронавантаження об'єкта оброблення.

Науково обґрунтована методика проектного розрахунку окремого ГІТ та пристрою на його основі ґрунтується на результатах теоретичних та експериментальних досліджень цих приводів і пристроїв [2, 8]. Така методика, крім загальних принципів і підходів до розрахунку ГІТ машин і механізмів на його основі, повинна враховувати особливості конструктивної будови гідроімпульсного механізму (пристрою), машини тощо та їх робочого циклу.

Загальна мета розроблення методик проектного розрахунку ГІТ та пристроїв на його основі – дати інженеру-конструктору чи досліднику набір відносно простих математичних залежностей, що дозволяють визначити всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри ГІТ і пристрою, гідроімпульсного механізму тощо.

Як приклад використання сформульованого принципу підходу до розрахунку ГІТ та пристроїв на його основі, в доповіді розглянуто методику проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності, конструктивна схема якого зображена на рис. 1, а, б.

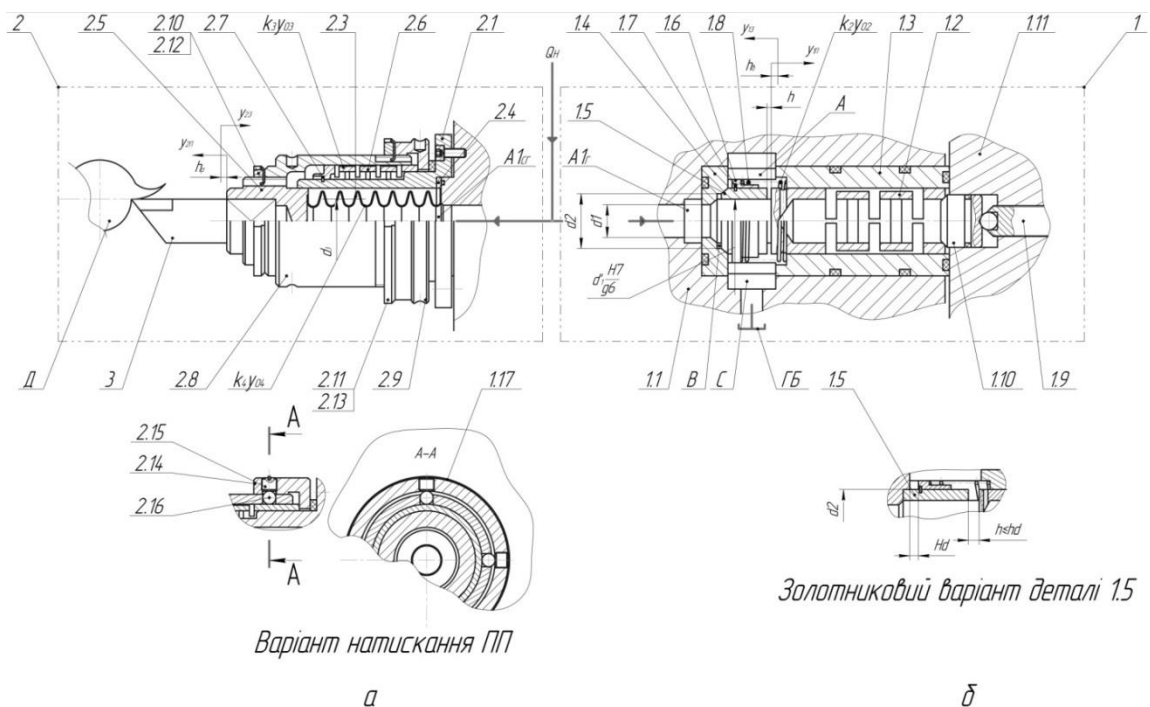


Рисунок 1 – Конструктивна схема гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності

Пристрій складається з однокаскадного ГПТ 1 підвищеної пропускної здатності та силової головки 2 приведення у вібраційний рух різця 3, що здійснює обробку віброрізанням деталі Д.

ГПТ 1 складається із корпусу 1.1, запірний елемент 1.2 якого у вигляді конусного клапана суміщеного з прорізною пружиною (далі ПП 1), розміщено в гільзі 1.3, встановлений в корпусі 1.1, контактує по конічній фасці з сідлом 1.4. Сідло 1.4 розташовано в тій же розточці, що й гільза 1.3. В осьовому напрямку гільза 1.3 та сідло 1.4 зафіксовані кришкою 1.11 ГПТ1. У кришці 1.11 встановлено плунжер 1.10, лівий сферичний (за креслеником) торець якого впирається в опорне кільце ПП 1, а правий торець контактує з гвинтом регулятора попередньої деформації ПП 1 (тиску «відкриття» p_1 ГПТ).

Перший ступінь герметизації ГПТ1 здійснюється по середньому діаметру d_1 контакту конусної частини запірного елемента 1.2 з сідлом 1.4, а другий ступінь герметизації ГПТ1 по середньому діаметру d_2 реалізовано втулкою-клапаном 1.5, який внутрішнім отвором спрягається по діаметру d_1' з циліндричною частиною конусного клапана запірного елемента 1.2 за точною ходовою посадкою, що вказана на рис. 1. Довжина спряження поверхонь втулки-клапана 1.5 та циліндричної частини конусного клапана запірного елемента 1.2 розвинута (не менше $(0,8...1,0) d_1'$), що забезпечує високу герметичність в момент відкриття ГПТ1.

Початковий контактний тиск на поверхні спряження притертих фасок втулки-клапана 1.5 та сідла 1.4 забезпечується зусиллям витої пружини 1.8, яка діє на втулку-клапан 1.5 через ступінчасту втулку 1.6, що розташована на зовнішній поверхні втулки-клапана 1.5, та пружинне запірне кільце (шайбу) 1.7. Між плоским (правим за креслеником) торцем втулки-клапана 5 та буртом ПП 1 утворено зазор $h < h_v$ (тут h_v – хід запірного елемента 1.2, який доцільно прийняти рівним ходу втулки клапана 1.5).

Силова головка 2 пристрою складається з корпусу 2.1, який приєднується до корпусу 1.1 ГПТ1, наприклад за допомогою гвинтів 2.2. У внутрішній розточці корпусу 2.1 розташовано сильфон 2.3, приварений до опорного кільця 2.4 та втулки-різцетримача 2.5 (гідроциліндр плунжерного типу). Опорне кільце розташовано в ступінчастій розточці корпусу 2.1 та жорстко зафіксовано напрямним виступом корпусу 1.1 ГПТ1. На зовнішній ступінчастій циліндричній поверхні корпусу 2.1 розташовано прорізну пружину 2.6 (ПП 2.6) силової головки 2. Лівий упорний торець (за креслеником) ПП 2.6 впирається в пружинне кільце 2.7, встановлене у виточці корпусу 2.1. Упорний торець ПП 2.6 виконано у вигляді розточки, яка виключає можливе вивертання кільця 2.7. Опорне кільце по внутрішній поверхні направляється по діаметру більшого ступеня циліндричної поверхні корпусу 2.1. Попередня деформація ПП 2.6 здійснюється за допомогою втулки 2.8, з'єднаної посередністю нарізки із зовнішньою поверхнею втулки-різцетримача 2.5 та накидної гайки 2.9, внутрішній торець-бурт якої контактує з торцем опорного кільця ПП 2.6. Нарізні з'єднання втулки 2.8 з втулкою-різцетримачем 2.5 та накидною гайкою 2.9 контряться за допомогою, відповідно шліцьових гайок 2.10 і 2.11 та багатолуччастих шайб 2.12 і 2.13.

Варіант механізму натискання на ПП 2.6 зображено на рис 1, а. Замість накидної гайки 2.9 встановлено втулку ковпак 2.14, на внутрішній розточці якої утворено сферичну „бігову” доріжку (аналогічно як у кулькових підшипниках кочення), а у хвостовій частині втулки 2.8 на відповідній відстані від її торця виконано наскрізні радіальні отвори (чотири або більше). Через нарізний отвір втулки-ковпака 2.14, що закривається нарізною пробкою 2.15, в радіальні отвори хвостової частини втулки 2.8 встановлюють кульки 2.16, які здійснюють кінематично-шліцьове замикання між втулкою-ковпаком 2.14 та хвостовою частиною втулки 2.8. Для запобігання випадкового викручування нарізної пробки 2.15, застосовано пружинне кільце 2.17, розташоване у зовнішній виточці (канавці) на поверхні втулки-ковпака 2.14.

З метою виключення можливої ударної взаємодії між торцями накидної гайки 2.9 (або втулки-ковпака 2.14) та кріпильного фланця корпусу 2.1 між цими торцями встановлено демпферне гумове кільце прямокутного перерізу.

Нерухомі ущільнення гільзи 1.3, сідла 1.4, плунжера 1.10 та опорного кільця 2.4 сильфона 2.3 здійснюється стандартними гумовими кільцями круглого перерізу (на кресленику умовно не позначено позиціями).

Робоча рідина (енергоносій) від гідронасосної станції (на рис 1 умовно не позначена) підводиться в напірні порожнини $A1_r$ та $A1_{ст}$, відповідно ГПТ1 та силової головки 2.

Тиски робочої рідини (енергоносія) під час відкриття p_1 та закриття p_2 ГПТ і початковий контактний тиск p_k у фасковому спряженні втулки-клапана 1.5 з сідлом 1.4 розраховуються за відомими залежностями [7]:

$$p_1 \geq 4k_1 y_{01} / (\pi d_1^2) \approx 0,785k_1 y_{01} d_1^{-2}; \quad (1)$$

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

$$p_k = 4k_2 y_{02} / (\pi d_2^2) \approx 0,785k_2 y_{02} d_2^{-2}, \quad (3)$$

де k_1, k_2, y_{01}, y_{02} – відповідно, жорсткості та попередні деформації ПП 1 і витої пружини 1.8.

Робоче зусилля F_p на ріжучій кромці різця 3 в момент початку відкриття ГТТ 1 можна оцінити за формулою:

$$F_p = p_1 \cdot \pi d_3^2 / 4 - k_3 \cdot y_{03} - k_4 y_{04} - \overline{F}_y, \quad (4)$$

де d_3 – середня діаметр поперечного перерізу в з'єднанні сильфона 2.3 з втулкою-різцетримачем 2.5; k_3, k_4, y_{03}, y_{04} – відповідно, жорсткості ПП 2.6, сильфона 2.3 та їх попередні деформації; \overline{F}_y – середнє значення складової сили різання.

За тиску в напірних порожнинах $A1_r$ та $A1_{cr}$ (в пристрої це за суттю одна напірна порожнина) $p_r \geq p_1$ (тут p_r поточний тиск в напірній порожнині ГТТ) діє на втулку-клапан 1.5, який, швидко переміщуючись, проходить відстань h , впирається в бурт ПП 1, відкриває запірний елемент 2 на величину від'ємного перекриття h_g , і фіксує його в цьому положенні. Напірні порожнини $A1_r$ та $A1_{cr}$ через проміжну порожнину В, паз «А» на гільзі 1.3 з'єднуються зі зливною порожниною С (гідро-баком ГБ). Внаслідок цього процесу тиск енергоносія в гідросистемі приводу пристрою зменшується до рівня p_2 , що спричиняє зворотній хід різця 3 під дією зусилля ПП 2.6 та сильфона 2.3 (оскільки жорсткість $k_3 \gg k_4$, то доля в сумарному зусиллі зворотного ходу різця від сильфона незначна) та втулки-клапана 1.5 і запірного елемента 1.2 в початкове положення під дією зусилля ПП 1 та витої пружини 1.8.

Зворотний хід різця 3 приводить до розриву процесу різання, внаслідок чого відбувається подібнення стружки на маленькі елементи.

Сильфон 2.3 забезпечує повну герметизацію втулки-різцетримача 2.5 – гідроциліндра приводу різця 3 у вібраційний рух.

Після фіксації запірного елемента 1.2 ГТТ 1 та втулки 1.5 в початковому положенні (закриття ГТТ 1) робочий цикл пристрою повторюється і в гідросистемі його приводу генеруються імпульси тиску амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$ та частотою ν і вібраційний рух різця 3 з такою ж частотою та амплітудою, рівень якої визначається величиною тиску p_1 та зусилля F_p (див. 4).

Максимальна частота ν імпульсів тиску визначається конструктивними параметрами ГТТ 1, сумарним напірним об'ємом приводу пристрою, жорсткостями ПП 1 та ПП 2.6 (в основному) та величиною підведеного потоку енергоносія, зазвичай це подача Q_n гідронасоса, і модуля пружності k енергоносія.

Методика проектного розрахунку цього ГПВР ґрунтується на результатах теоретичних та експериментальних досліджень гідроімпульсних приводів і пристроїв різного технічного та технологічного призначення [2, 8] за початковими даними, зміст і склад яких задається в технічному завданні (ТЗ) на розроблення пристрою.

На нашу думку, як найбільш загальні, можна рекомендувати такі основні дані для розроблення методики проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння: діапазон регулювання параметрів вібронавантаження (частоти і амплітуди вібрацій, максимального зусилля, що розвиває виконавчий гідроциліндр пристрою, яке необхідне для визначення максимально можливого значення складової сили різання \overline{F}_y та його режимів); орієнтовні значення зведених рухомих мас ланок пристрою; номінальний тиск енергоносія p_1 «відкриття» ГТТ 1; діапазон регулювання попередньої деформації пружинних елементів ГТТ 1 і силової головки 2: $y_{01}; y_{02max}; y_{03}$ (див. рис. 1); марки матеріалів (сталі) основних деталей ГТТ 1 та силової головки 2; допустимі швидкості $[V]$ руху енергоносія в напірних і зливних гідролініях пристрою та через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГТТ 1.

За необхідності в процесі проектного розрахунку наведені початкові дані можуть доповнюватись додатковими даними, наприклад, з метою отримання максимально можливої частоти ν_{max} віб-

рації різця 3 (див. рис. 1), доцільно призначити мінімально можливий об'єм W_{0min} напірної порожнини гідросистеми ГП.

Розрахункові залежності, які в цих тезах через обмеження їх обсягу не наведені, дозволяють за відносно простими залежностями, знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри ГПТ 1 та силової головки 2 (див. рис. 1).

З метою підвищення достовірності та точності розрахунків параметрів ГПВР у розрахункові формули запропонованої методики за результатами теоретичних досліджень математичної моделі цього пристрою та експериментальної перевірки адекватності цієї моделі за допомогою дослідного зразка пристрою, можуть бути введені корегувальні (уточнюючі) коефіцієнти.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Обертюх Р. Р. 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 / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, М. В., О. В. Поліщук // Наукові нотатки, Луцьк, Випуск 42, 2013. С. 193 – 202.
2. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
3. Пат. № 103684 Україна, МПК (2015, 12) B24B39/04. Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Марущак М. В.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. Опубл. 25. 12. 2015. Бюл. № 24.
4. Обертюх Р. Р. Віброударні гідроімпульсні пристрої підвищеної швидкодії для динамічного деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин з вбудованим генератором імпульсів тиску./ Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, М. В. Марущак // Наукові нотатки, Луцьк, Випуск 59, 2017, С. 204 – 211.
5. Пат. № 103682 Україна, МПК (2015, 12) B24B39/04. Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Марущак М. В.; заявник і власник Вінницький національний технічний університет. Опубл. 25. 12. 2015. Бюл. № 24.
6. Обертюх Р. Р. Віброударний пристрій з гідроімпульсним приводом підвищеної швидкодії та ефективності для деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, М. В. Марущак // Вісник машинобудування та транспорту, м. Вінниця № 1, 2017. – С. 63 – 71.
7. Обертюх Р. Р. Параметричні однокаскадні генератори імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Андрухов С. Р., Кудраш В. О. // Вісник машинобудування та транспорту – №1, 2019. – С. 40 – 48.
8. 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 : УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с.

Роман Романович Обертюх – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри Галузевого машинобудування, Вінницький національний технічний університет.

Roman Romanovich Obertyukh - PhD. Techn. Sc., Vinnytsia National Technical University