

МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДЕФОРМАЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ МАТЕРІАЛІВ

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

Анотація

Викладено методика проектування пристрою для деформаційного зміцнення матеріалів, силова ланка якого поєднана в одній конструкції з генератором імпульсів тиску (ГІТ) та механічним акумулятором – накопичувачем потенціальної енергії у вигляді двох, паралельно установлених прорізнних пружин.

Запропонована методика проектування дозволяє за простими залежностями визначити всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри пристрою.

Ключові слова: амплітуда; віброударний; генератор імпульсів тиску; гідроімпульсний; деформація; енергія; енергоносії; жорсткість; зміцнення; поршень – ударник; прорізна пружина; тиск; циклограма; частота.

Abstract

In article had expounded of calculation project methodology to device for strain hardening materials, his power element is connected in one design with a pressure pulse generator (PPG) and mechanical accumulator which accumulate potential energy and has the form two parallel installed slotted springs.

Proposed calculation project methodology allows using simple dependencies to calculate all basic energy, force and geometrical parameters of the device, which was considered in the article.

Keywords: amplitude; vibration - percussive; pressure pulse generator; hydro - pulse; deformation; energy; energy carrier; rigidity; strengthening; piston - percussionist; slotted spring; pressure; cyclorama; frequency.

Вступ

Методика проектування гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення матеріалів ґрунтується на результатах теоретичних та експериментальних досліджень гідроімпульсних приводів і пристроїв різного технічного та технологічного призначень [1 – 3].

Під час проектних розрахунків гідроімпульсних приводів і пристроїв на їх базі зміст і склад основних початкових даних визначається, в першу чергу, призначенням приводу чи пристрою, потрібним діапазоном регулювання робочих параметрів виконавчої ланки, таких, наприклад, як частота проходження імпульсів тиску, що створюються генератором імпульсів тиску (ГІТ) приводу чи пристрою, та амплітуда вібрацій виконавчої ланки, тиск «відкриття» ГІТ та максимальна інерційна маса виконавчої ланки приводу чи пристрою.

Окрім перерахованих початкових даних, також у технічному завданні на розробку такого типу обладнання (виробів) необхідно задавати:

– максимальне технологічне зусилля F_m або максимальну кінетичну енергію E_k в кінці робочого ходу виконавчої ланки приводу чи пристрою (задавання F_m чи E_k визначається специфікою технічного (технологічного) призначення виробу);

– спосіб організації комунікацій між ланками гідроімпульсного приводу чи пристрою, в першу чергу, гідроапаратурою, що входить в систему цих виробів;

– орієнтовні маси рухомих елементів ГІТ, силових і виконавчих ланок виробів;

– діапазони регулювання попередніх деформацій пружних елементів регуляторів ГІТ, силових і виконавчих ланок виробів;

– квалітети точності спряжень напрямних поверхонь рухомих з'єднань ГІТ, силових і виконавчих та інших ланок виробів;

- за необхідності, мінімально можливі, виходячи із заданої точності та умов забезпечення потрібної герметичності, додатні перекриття запірних елементів ГІТ виробів;
- марку матеріалів основних деталей ГІТ та інших відповідальних ланок виробів;
- допустимі швидкості $[V]$ руху робочої рідини (енергоносія) в напірних і зливних гідролініях виробів (привода чи пристроїв) і ГІТ та через відкриті щілини запірних елементів ГІТ.

Описані загальні початкові дані, необхідні для проектного розрахунку гідроімпульсних пристроїв (чи приводів) для деформаційного зміцнення матеріалів, можуть доповнюватись додатковими даними для конкретних схемних і конструктивних особливостей пристрою.

Методика проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення матеріалів

Методику конкретного проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення матеріалів розглянемо для пристрою, структурно-розрахункова схема якого зображена на рис. 1 [4]. Особливістю цього пристрою є те, що його силова, пружні та розподільні ланки поєднані таким чином, що одночасно виконують функції ГІТ, силового гідроциліндра та механічного акумулятора-накопичувача потенціальної енергії.

Силовою ланкою пристрою є поршень-ударник 1 на ступінчастому штокові 1.1 якого установлено ударний наконечник 1.2 (інструмент). Поршнева частина поршня-ударника 1 з боку штока 1.1 оформлена як розподільна ланка ГІТ з першим ступенем герметизації по фасці діаметром d_1 і другим ступенем герметизації золотникового типу по діаметру d_2 поршня-ударника 1. Напрямна частина поршня-ударника 1 виконана у вигляді прорізної пружини 1.3. Всі елементи поршня-ударника 1 є однією деталлю, що розміщується в корпусі (гідроциліндрі) пристрою (на рис. 1 умовно не показаний).

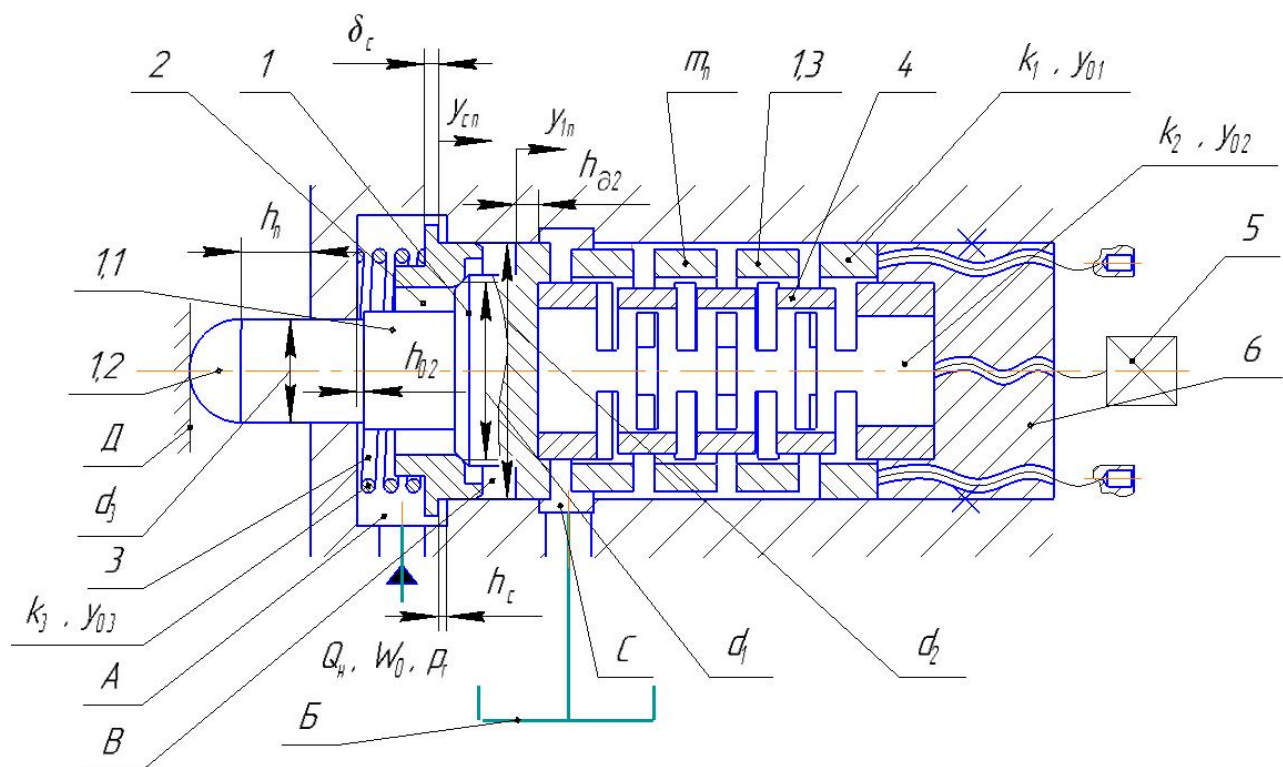


Рисунок 1 – Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення матеріалів з вбудованим ГІТ

Фаскова частина (перший ступінь герметизації розподільного елемента ГІТ) поршня-ударника 1 взаємодіє з фаскою таких ж розмірів, утвореною в ступінчастому отворі плаваючого сідла 2, оформленого у вигляді циліндричної втулки, зовнішня поверхня якої складається з трьох частин, що

мають різний діаметр і довжину. Напрямна частина сідла 2, за точною посадкою спрягається з розточкою корпусу пристрою по діаметру d_2 (рівний діаметру золотникової частини поршня-ударника 1). Найбільша за діаметром циліндрична частина сідла 2 є буртом, що обмежує осьове його переміщення h_c в корпусі пристрою. Третя частина зовнішньої поверхні сідла 2 служить напрямною поверхнею для циліндричної витої пружини 3, зусилля якої створює початкову герметизації в першому ступені ГПТ.

З метою збільшення рівня потенціальної енергії пристрою, що накопичується під час прямого ходу поршня-ударника 1, у внутрішню частину прорізної пружини 1.3 встановлена додаткова прорізна пружина 4. Попередню деформацію прорізних пружин 1.3 (y_{01}) і 4 (y_{02}) можна незалежно регулювати, відповідно, гвинтами 5 та 6.

Під час встановлення пристрою на верстаті чи іншому технологічному устаткуванні за рахунок монтажного зусилля створюється невеликий натяг прорізних пружин 1.3 та 4 таким чином, щоб, утворився невеликий зазор h_{02} ($h_{02} = 0,5 \dots 0,6 \text{ мм}$) між корпусом пристрою та торцем більшого за діаметром ступеня штока 1.1, розташованим в напірній порожнині А пристрою (див. рис. 1). Ступінь штока 1.1 діаметром d_3 спрягається за точною посадкою з поверхнею розточки корпусу пристрою. Довжина цього спряження не менше $(1,5 \dots 2)d_3$. Для забезпечення співвісності, поверхні діаметром d_1 , d_2 і d_3 обробляються з одного встановлення на верстатах. Зазор h_{02} потрібний для того, щоб під час взаємодії ударного наконечника 1.2 з поверхнею деталі Д, що обробляється, енергія удару гарантовано передавалась деталі Д, а не корпусу пристрою.

Після встановлення технологічного зазору h_{02} , за допомогою гвинтів 5 і 6 встановлюється потрібна, згідно заданого рівня тиску p_1 «відкриття» ГПТ, попередня деформація прорізних пружин 1.3 і 4, відповідно y_{01} та y_{02} . Попередня деформація y_{03} циліндричної пружини 3 в цьому пристрої є постійною і створюється під час збирання пристрою.

Осьове переміщення h_c сідла 2 – за суттю початковий зазор між буртом сідла і торцем розточки корпусу пристрою з боку штокової частини поршня-ударника 1, складається з двох частин, $h_c = h_{c_0} - h_{02}$, де $h_{c_0} = (2 \dots 2,3)h_{02}$ – початковий зазор між буртом сідла 2 і торцем розточки корпусу пристрою до його монтажу в технологічному устаткуванні. З урахуванням зробленого зауваження, $h_c = (1,3 \dots 1,0)h_{02}$.

Енергоносії (робоча рідина) підводиться в напірну порожнину А пристрою. Між першим та другим ступенями герметизації ГПТ пристрою утворена проміжна порожнина В, яка додатним перекриттям h_d другого (золотникового) ступеня герметизації ГПТ відділена від зливної порожнини С, з'єднаної з гідробаком Б гідросистеми, пристрою.

Для забезпечення нормальної роботи прорізних пружин 1.3 і 4, між їх зовнішніми поверхнями робочих частин кілець і напрямними поверхнями передбачено зазори, величина яких обґрунтована в роботі [2].

Робочий цикл пристрою можна розділити на певну кількість послідовних етапів (фаз), як це прийнято для гідроімпульсних приводів і вібротрибів на його базі [1 – 3].

З метою спрощення математичного описання цих етапів їх об'єднують в два періоди – прямий та зворотній хід елементів ГПТ чи виконавчої ланки гідроімпульсної вібротриби або пристрою. З метою детального та правильного з фізичної точки зору аналізу робочого циклу гідроімпульсного обладнання прямий та зворотній ходи виконавчої ланки цього обладнання графічно представляють умовною циклограмою у вигляді графіків зміни тиску енергоносія, наприклад, в напірній гідролінії ГПТ, та переміщень запірних елементів ГПТ та виконавчої ланки вібротриби тощо. Оскільки перший і наступні імпульси зміни тиску і переміщень на такого типу циклограмах мажуть відрізнятися за формою та тривалістю, то, зазвичай, на циклограмах зображують перші та наступні імпульси.

Умовну циклограму робочого циклу для розглядуваної схеми пристрою (див. рис. 2) можна зобразити у вигляді трьох графіків зміни тиску $p_r = f(t)$ в напірній порожнині А, переміщення сідла 2 $y_c = f(t)$ та ходу поршня-ударника 1 $y_n = f(t)$ під час прямого та зворотного ходів поршня-ударника 1. Циклограма містить перший і другий імпульси зміни p_r , y_c та y_n за припущення відсутності перехідного процесу під час запуску пристрою, який в реальній системі обов'язково має місце. Для спрощення описання процесів зміни тиску в порожнині А та переміщення сідла 2 і поршня-ударника 1, функції $p_r = f(t)$, $y_c = f(t)$ та $y_n = f(t)$ є лінійними залежностями на всіх характерних часових інтервалах.

Згідно запропонованої циклограми під час подачі енергоносія в напірну порожнину А пристрою за закритого ГТ тиск p_{rA} енергоносія починає зростати. Коли рівень тиску $p_{rA} \geq p_c$ (тут p_c – межовий тиск енергоносія, за якого поршень-ударник 1 та сідло 2 починають рухатись) сідло 2 та поршень-ударник 1 починають переміщатись на шляху прямого ходу як одне ціле.

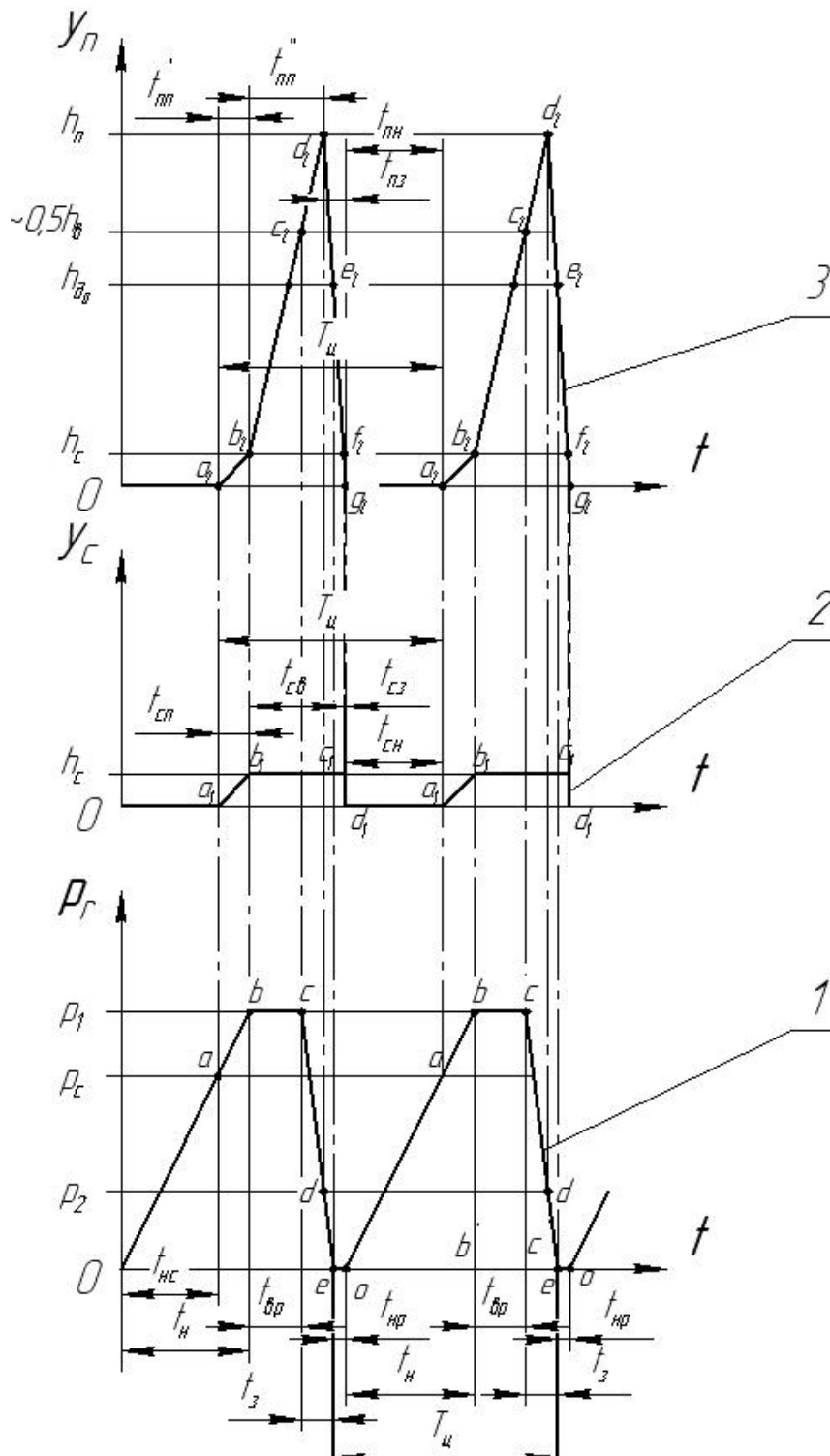


Рисунок 2 – Умовна циклограма робочого циклу пристрою:
 крива 1 – $p_r = f(t)$; крива 2 – $y_c = f(t)$; крива 3 – $y_n = f(t)$

Після переміщення системи сідло 2 – поршень-ударник 1 на відстань $y_{сmax} = h_c$, сідло 2 своїм буртом, висотою δ_c , впирається в торець розточки корпуса, а тиск в порожнині А зростає до рівня

$p_{r_A} \geq p_1$ (тут p_1 – тиск «відкриття» ГПТ). Герметичність першого ступеня герметизації ГПТ порушується, порожнини А та В з'єднуються і дія енергоносія під тиском p_1 розповсюджується на робочу площу поперечного перерізу $A_2 = \pi(d_2^2 - d_3^2)/4$ другого ступеня герметизації, яка більша робочої площі $A_1 = \pi(d_1^2 - d_3^2)/4$ першого ступеня герметизації ГПТ, оскільки $d_3 < d_1 < d_2$ (див. рис. 1). Дія тиску величиною p_1 на площу A_2 спричиняє прискорений рух поршня-ударника 1 на шляху додатного перекриття $h_\partial = h_{\partial_0} - h_c$ (h_{∂_0} – початкове додатне перекриття золотникової частини поршня-ударника 1, див. рис 1). Сідло 2 в цей момент притиснене до торця розточки корпусу пристрою пружиною 3 і не рухається.

Після проходження поршнем-ударником 1 додатного перекриття h_∂ відбувається з'єднання напірної А та проміжної В порожнин зі зливною С та рух поршня-ударника 1 на шляху від'ємного перекриття $h_e = h_n - (h_{\partial_0} + h_c)$ (тут h_n – повний хід поршня-ударника 1). Цей етап руху поршня-ударника 1 є початком «відкриття» ГПТ.

Оскільки інтенсивність процесу зменшення рівня тиску p_{r_A} в порожнині А під час її сполучення зі зливною порожниною С залежить від площі відкритої щілини $A_{щ} = \pi d_2 (y_n - h_\partial)$ ГПТ, гідравлічного опору гідроліній гідросистеми пристрою та подачі Q_n гідронасоса приводу пристрою, то можна припустити, що рівень тиску $p_{r_A} = p_1$ буде деякий час зберігатись під час руху поршня-ударника 1 на шляху h_e в період його прямого ходу. Орієнтовно можна припустити, що збереження рівня тиску $p_{r_A} = p_1$ триває протягом переміщення поршня-ударника 1 в період прямого ходу на відстань $\sim 0,5h_e$. Другу половину шляху h_e поршень-ударник 1 проходить за інерцією (оскільки в момент відкриття ГПТ він набуває певної швидкості), а тиск енергоносія в порожнині А буде знижуватись з рівня $p_{r_A} = p_1$ до рівня $p_{r_A} \leq p_2$ (тут p_2 – тиск «закриття» ГПТ). За досягнення $p_{r_A} = p_2$ починається зворотній хід поршня-ударника 1 на шляху від'ємного перекриття h_e .

Особливістю розглянутого гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення матеріалів є велика площа прохідного перерізу відкритої зливної щілини ГПТ $A_{щ_{max}} = \pi d_2 h_e$, яка спричиняє швидке зменшення тиску енергоносія в момент зворотного ходу поршня-ударника 1 практично до рівня зливного тиску $p_{s_n} \ll p_2$. Під час проектного розрахунку можна припустити, що $p_{s_n} = 0$.

За рахунок попередньої деформації прорізних пружин 1.3 і 4 та витої пружини 3 в системі силової ланки та вбудованого ГПТ запасається певна початкова потенціальна енергія, яку можна оцінити за відомою [5] залежністю:

$$E_{no} = 0,5(k_1 y_{01}^2 + k_2 y_{02}^2 + k_3 y_{03}^2), \quad (1)$$

де k_1, k_2, k_3 – відповідно жорсткості прорізних пружин 1.3 і 4 та витої пружини 3.

В кінці прямого ходу поршня-ударника 1 потенціальна енергія силової ланки пристрою зростає на величину

$$\Delta E_n = 0,5(k_1 + k_2)h_n^2 - k_3 h_c^2. \quad (2)$$

Початкова потенціальна енергія, накопичена витою пружиною 3 під час прямого ходу сідла 2 зменшується на величину $\Delta E_n = 0,5k_3(y_{03}^2 - h_c^2)$.

Оскільки сумарна жорсткість $k_{12} = k_1 + k_2$ прорізних пружин 1.3 і 4 значно більша жорсткості k_3 витої пружини 3 ($k_{12} \gg k_3$), а $h_c \ll h_n$, то часткою потенціальної енергії $0,5k_3 h_c^2$ можна знехтувати та вважати, що

$$\Delta E_n = 0,5(k_1 + k_2)h_n^2. \quad (3)$$

В кінці зворотного ходу поршня-ударника 1 потенціальна енергія ΔE_n витрачається на роботу проти сил тиску енергоносія, що створюють опір зворотному руху поршня-ударника 1, сил в'язкого тертя в напрямних поверхнях поршня-ударника 1 та на зворотне переміщення сідла 2. Більшою частиною потенціальна енергія ΔE_n переходить в кінетичну енергію E_k поршня-ударника 1, перетворення якої наближено можна описати рівнянням:

$$E_k = 0,5m_n V_{n_{max}}^2 = E_{n\partial} + E_{ke} = 0,5k_\partial \delta_{n\partial}^2 + E_k k_e^2, \quad (4)$$

де m_n – зведена маса поршня-ударника 1, яка є сумою рухомих частин власне поршня-ударника 1 та прорізних пружин 1.3 і 4; V_{nmax} – максимальна швидкість поршня-ударника 1 в кінці його зворотного ходу; $E_{n\partial} = 0,5k_{\partial}\delta_{n\partial}^2$ – потенціальна енергія пружної деформації деталі Д, що обробляється; k_{∂} – місцева (контактна) жорсткість деталі Д; $\delta_{n\partial} \gg \delta_{n\partial\partial}$ – пружна місцева (контактна) деформація деталі Д за припущення, що вона значно більше пластичної місцевої деформації деталі Д; $E_{k\epsilon} = E_k k_{\epsilon}^2$ – кінетична енергія відскоку поршня-ударника 1 в напрямку його прямого ходу y_{nn} ; k_{ϵ} – коефіцієнт відновлення швидкості для часткового пружного удару наконечника 1.2 по деталі Д [5]. Якщо $V_{nmax} \leq 3$ м/с, то для удару сталь по сталі коефіцієнт $k_{\epsilon} = 5/9 \approx 0,56$ [5].

Зважаючи, що під час зворотного ходу поршня-ударника 1 середній тиск в порожнині А можна прийняти близьким до зливного ($p_{rA} \ll p_{зл}$), а коефіцієнт тертя в напрямних поршня-ударника 1 за рідинного режиму тертя не перевищує $f = 0,005$ [6], витратами потенціальної енергії ΔE_n на роботу проти сил тиску та тертя можна знехтувати, або, на крайній випадок, врахувати їх у вигляді частки

$$\Delta E_{fp} = k_{fp} \Delta E_n, \quad (5)$$

де $k_{fp} < 1$ – коефіцієнт витрати потенціальної енергії ΔE_n на роботу проти сил тиску та тертя, наприклад, $k_{fp} = 0,005 \dots 0,01$.

За такого припущення можна вважати, що потенціальна енергія ΔE_n більшою частиною переходить в кінетичну E_k :

$$\Delta E_n = E_k + \Delta E_{fp} = E_k + k_{fp} \Delta E_n, \quad (6)$$

звідки

$$E_k = \Delta E_n (1 - k_{fp}). \quad (7)$$

Складові періоду T_y циклів імпульсів тиску $p_r(t)$, переміщень сідла 2 $y_c(t)$ і поршня-ударника 1 $y_n(t)$ можна виразити, згідно з прийнятою циклограмою (див. рис. 2), простим рівнянням:

$$T_y = t_{np} + t_n + t_{\partial p} + t_z = t_{cn} + t_{c\epsilon} + t_{cз} + t_{cn} = t'_{nn} + t''_{nn} + t_{nз} + t_{nn} = \nu^{-1}, \quad (8)$$

$$\text{де} \quad t_n = p_1 W_0 / (Q_n \kappa) - \quad (9)$$

час зростання (набору) тиску в напірній порожнині А пристрою від $p_{rA} = 0$ до $p_{rA} = p_1$ [7, 8] (тут: W_0 – початковий об'єм напірної порожнини гідросистеми привода пристрою; Q_n – подача гідронасоса гідросистеми привода пристрою; κ – ізотермічний модуль пружності енергоносія); t_{np} – час витримки тиску на рівні p_2 в момент взаємодії ударного наконечника 1.2 з поверхнею деталі Д, що обробляється, в кінці зворотного ходу поршня-ударника 1; $t_{\partial p}$ – час витримки тиску в порожнині А на рівні $p_{rA} = p_1$ в момент розгону поршня-ударника 1 на шляху $y_{nn} \approx h_{\partial} + 0,5h_{\epsilon}$; t_z – час зменшення тиску в гідросистемі привода пристрою від рівня p_1 до рівня $p_{зл} = 0$; $t_{cn} = t'_{nn}$ – час спільного руху сідла 2 на шляху h_c та поршня-ударника 1 (t'_{nn}); $t_{c\epsilon}$ – час вистою сідла 2 в притиснутому пружиною 3 стані (верхньому за циклограмою, див. рис. 2); $t_{cз}$ – час зворотного руху сідла 2 на шляху h_c під ударною дією поршня-ударника 1 на відрізок $y_{nз} = h_c$ його зворотного ходу; $t_{cn} = t_{nc}$ – час вистою сідла 2 в його початковому положенні (нижньому за циклограмою, який можна припустити рівним часу $t_{nc} = p_c W_0 / (Q_n \kappa)$ – набору тиску в напірній А порожнині гідросистеми привода пристрою від $p_{rA} = 0$ до $p_{rA} = p_c$); $t_{nn} = t'_{nn} + t''_{nn}$ – час прямого ходу поршня-ударника 1 на шляху h_n (тут t'_{nn} – час прямого ходу поршня-ударника 1 на шляху $y_{nn} = h_{\partial} + h_{\epsilon}$); $t_{nз}$ – час зворотного ходу поршня-ударника 1 на шляху h_n ; t_{nn} – час вистою поршня-ударника 1 в початковому положенні (нижньому за циклограмою), який є зсувом за фазою між імпульсами тиску та переміщень сідла 2 і поршня-ударника 1; ν – лінійна частота проходження імпульсів тиску, переміщень (вібрацій) поршня-ударника 1 та сідла 2.

Як висновок із вище викладеного, можна констатувати, що для гідроімпульсних пристроїв для деформаційного зміцнення матеріалів і, зокрема, для розглянутої конструктивної схеми пристрою (див. рис. 1), основними початковими даними для проектного розрахунку необхідно призначити:

- потенціальну енергію ΔE_n (див. (3)), яку накопичує силова ланка (поршень-ударник 1) пристрою в кінці її прямого ходу (хід зарядки);
- орієнтовну зведену масу m_n силової ланки;
- максимальний тиск «відкриття» p_{1max} або діапазон його регулювання $[p_{1min}, p_{1max}]$;
- діапазон регулювання частоти ν проходження імпульсів тиску;
- мінімальне допустиме додатне перекриття h_∂ золотникової частини запірного елемента (другого ступеня герметизації) ГПТ;
- допустимі швидкості руху енергоносія в напірній $[V_n]$, зливній $[V_{зл}]$ і відкритих щілинах $[V_c]$ запірного елемента ГПТ;
- максимальні деформації прорізних пружин 1.3 і 4, відповідно, y_{01max} та y_{02max} і пружини 3, y_{03max} ;
- орієнтовний максимальний об'єм $W_{o_{max}}$ напірної порожнини гідросистеми приводу пристрою.

Досвід проектування та експлуатації гідроприводів загального машинобудівного призначення і гідроімпульсних приводів [1, 7, 8] показує, що мінімальне додатне перекриття золотникових запірних і розподільних елементів вибирається, зазвичай, в межах $2 \text{ мм} \leq h_\partial \leq 7 \text{ мм}$ в залежності від точності спряження цих елементів з напрямними поверхнями (розточками корпусів, гільз тощо), їх розмірів і вимог до герметичності золотникового перекриття. Від'ємне перекриття h_e золотникових запірних і розподільних елементів призначають у відповідності до максимально допустимої швидкості $[V_c]$ енергоносія через відкриту щілину золотникового запірного елемента, яка визначається перепадом тиску на цій щілині та витратою енергоносія через неї. В золотникових ГПТ гідроімпульсних приводів часто від'ємне перекриття h_e призначають меншим або рівним додатному: $h_e \leq h_\partial$ [1].

Для розглядуваного пристрою, враховуючи, що додатне перекриття h_∂ є важливою складовою повного ходу силової ланки, від якого залежить рівень накопиченої потенціальної енергії ΔE_n , та фактором золотникового ступеня герметизації ГПТ, доцільно взяти додатне перекриття в межах $h_\partial = (4 \dots 5) \text{ мм}$.

З метою мінімізації осьових розмірів пристрою та гарантованої взаємодії ударного наконечника 1.2 поршня-ударника 1 з поверхнею деталі Д, що обробляється, слід призначити зазор $h_{02} = h_c \geq 0,6 \text{ мм}$.

Згідно із зробленими зауваженнями, беремо: $h_\partial = 4 \text{ мм}$; $h_e = 4 \text{ мм}$; $h_{02} = h_c = 0,6 \text{ мм}$. За таких даних: $h_{\partial_0} = h_\partial + h_c = 4 + 0,6 = 4,6 \text{ мм}$; $h_n = h_{\partial_0} + h_e = 4,6 + 4 = 8,6 \text{ мм}$.

В результаті поетапного аналізу робочого циклу гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення з вбудованим ГПТ (див. рис. 1 і рис. 2) та використання досвіду розрахунку і проектування гідроімпульсних приводів і пристроїв [1 – 3] отримано залежності, які дозволяють визначити основні енергетичні, силові та геометричні параметри розглядуваного пристрою:

- 1) сумарна жорсткість прорізних пружин 1.3 і 4

$$k_{12} = 2\Delta E_n / h_n^2; \quad (10)$$

- 2) тиск «відкриття» ГПТ

$$p_{1max} \geq [k_{12}(h_c + y_{01max} + y_{02max})]A_1^{-1}; \quad (11)$$

- 3) площа поперечного перерізу першого ступеня фасочної герметизації ГПТ

$$A_1 \geq [k_{12}(h_c + y_{01max} + y_{02max})]p_1^{-1}; \quad (12)$$

- 4) жорсткість пружини 3

$$k_3 = 8\pi^2\nu^2 m_2 \approx 78,88\nu^2 m_2; \quad (13)$$

- 5) межовий тиск енергоносія

$$p_c \leq [k_{12}(h_c + 2y_{опmax}) - k_3 y_{03}]A_1^{-1}; \quad (14)$$

6) тиск «закриття» ГПТ

$$p_{2min} \leq k_{12}(h_c + 2y_{опmax} + h_n)/A_2; \quad (15)$$

7) співвідношення між рівнями тисків енергоносія під час відкриття та закриття ГПТ пристрою:

$$p_{2min} \leq p_{1max} \frac{A_1}{A_2} + k_{12}h_n/A_2; \quad (16)$$

8) площа поперечного перерізу другого (золотникового) ступеня герметизації запірного елемента ГПТ

$$A_2 = \frac{\Delta E_n(2 - k_{fp}) - 0,5[(p_c + p_{1max})A_1h_c + 1,5(p_{1max}A_1 + k_{12}h_n)h_b]}{p_{1max}(h_\partial + 0,75h_b)}; \quad (17)$$

9) діаметри d_1 та d_2 першого та другого ступенів герметизації ГПТ (силової ланки поршня-ударника 1):

$$d_1 = 1,13\sqrt{A_1 + A_3}; \quad (18)$$

$$d_2 = 1,13\sqrt{A_2 + A_3}; \quad (19)$$

10) необхідна подача гідронасоса

$$Q_n = K_{up} v_{max} p_{1max} W_0 \kappa^{-1}. \quad (20)$$

де $K_{up} = 1 + (t_{np} + t_{op} + t_3)/t_n$ – коефіцієнт, який умовно можна назвати цикловим коефіцієнтом імпульсу тиску. За циклограмою (див. рис. 2) очевидно, що $K_{up} > 1$.

$$K_{up} = 1 + (e_0 + b'c' + c'e)/ob'. \quad (21)$$

Оскільки циклограма робочого циклу пристрою є умовною, а коефіцієнт K_{up} має орієнтовне оціночне значення, то у формулу (20) доцільно ввести коефіцієнт запасу $K_3 = 1,1 \dots 1,25$:

$$Q_n = K_3 K_{up} v_{max} p_{1max} W_0 \kappa^{-1}; \quad (22)$$

11) середня витрата енергоносія через відкриту щілину $A_{щ}$ ГПТ пристрою

$$\bar{Q}_r = Q_n / \tau_{нз}, \quad (23)$$

де $\tau_{нз} = t_3/t_n = Q_n/\bar{Q}_r = c'e/ob'$ – відносний час зменшення тиску енергоносія в гідросистемі пристрою від рівня p_1 до рівня $p_{зл} = 0$. Згідно з умовною циклограмою робочого циклу пристрою $\tau_{нз} < 1$, а значить $\bar{Q}_r > Q_n$;

12) середня швидкість енергоносія через щілину $A_{щ}$, яка не повинна перевищувати допустиму $[V_r]$ [7]:

$$V_r = \bar{Q}_r / \pi d_2 h_b \leq [V_r]; \quad (24)$$

13) залежності для розрахунку жорсткостей k_1 і k_2 та перевірки на міцність прорізних пружин 1.3 і 4[9]:

$$k_i = (1,035 E_{III} a_i^4) / (R_i^3 n_i); \quad (25)$$

$$\sigma_{екв_i} = (1,22 F_{max} R_i) a_i^{-3} \leq [\sigma_{зг}], \quad (26)$$

де індекс $i = 1$ – для пружини 1.3; індекс $i = 2$ – для пружини 4; a_i – ширина кільця пружини 1.3 (a_1) та пружини 4 (a_2); $R_i = 0,5(d_i - a_i)$ – середній радіус прорізних пружин: 1.3 – $R_1 = 0,5[(d_2 - 2\delta_1) - a_1]$; 4 – $R_2 = 0,5[(d_4 - 2\delta_2) - a_2]$ (тут δ_1, δ_2 – бокові зазори між зовнішніми поверхнями прорізних пружин, відповідно, 1.3 та 4 і їх напрямними поверхнями, які виключають заклинювання пружин під час їх робочої деформації [2]; d_4 – зовнішній діаметр прямої поверхні пружини 4); n_i – число робочих кілець пружини 1.3 (n_1) та 4 (n_2); $F_{max} = p_{1max}A_2$ – максимальне осьове навантаження пружини 1.3 і 4.

З метою спрощення розрахунків і за рекомендаціями роботи [2], можна прийняти $\delta_1 = \delta_2 = \delta_{12}$, а також з рис. 1 очевидно, що $d_4 = d_2 - 2\delta_{12} - 2a_1 = d'_2 - 2a_1$ (тут $d'_2 = d_2 - 2\delta_{12}$). Внутрішній діаметр прорізної пружини 4 $d_4^{BH} = d_4 - 2\delta_{12} - 2a_2 = d'_4 - 2a_2$, де $d'_4 = d_4 - 2\delta_{12}$. Згідно з цими зауваженнями:

$$R_1 = 0,5(d'_2 - a_1); \quad (27)$$

$$R_2 = 0,5(d'_4 - a_2) = [d'_2 - 2(a_1 + \delta_{12}) - a_2] = (2R_1 - a_1 - \delta_{12} - a_2), \quad (28)$$

де $d'_2 = 2R_1 + a_1$.

14) ширина кільця пружини 1.3 (a_1) та пружини 4 (a_2):

$$a_1 = \sqrt[3]{\frac{\beta d'_2}{2\sigma'} + \sqrt{D_1}} + \sqrt[3]{-\frac{\beta d'_2}{2\sigma'} - \sqrt{D_1}}, \quad (29)$$

$$a_2 = \sqrt[3]{\frac{\beta d'_4}{2\sigma'} + \sqrt{D_2}} + \sqrt[3]{-\frac{\beta d'_4}{2\sigma'} - \sqrt{D_2}}, \quad (30)$$

де $D_1 = \frac{\beta^2}{(\sigma')^2} \left[\frac{(d'_2)^2}{4} + \frac{\beta}{27\sigma'} \right] > 0$; $D_2 = \frac{\beta^2}{(\sigma')^2} \left[\frac{(d'_4)^2}{4} + \frac{\beta}{27\sigma'} \right] > 0$ – дискримінанти [10];

$\beta = 0,61F_{max}$; $\sigma' = [\sigma_{зг}]/K_{\sigma}$; $d'_4 = \sqrt{(d'_2)^2 - 0,15\beta/\sigma'}$.

15) числа робочих кілець прорізних пружин 1.3 і 4:

$$n_1 = 2,07E_{III}a_1/(k_{12}R_1^3); \quad (31)$$

$$n_2 = a_2R_1^2n_1/(a_1R_2^2), \quad (32)$$

де E_{III} – модуль пружності матеріалу прорізної пружини;

16) внутрішній діаметр d_{II1} сидла 2

$$d_{II1} = d_1 - 2b_k \tan(\alpha_k/2) = d_1 - 2b_k \tan 30^\circ = d_1 - 1,15b_k. \quad (33)$$

де $b_k \leq 2 \dots 2,5$ мм [11] – висота (див. рис. 1) герметизуючої фаски першого ступеня герметизації ГІТ;

17) висота δ_c бурта сидла 2:

$$\delta_c \geq 0,5p_{1max} (d_2 - d_{II}^2/d_2)[\tau_3]^{-1}, \quad (34)$$

де $[\tau_3]$ – допустиме напруження зрізу для матеріалу сидла 2;

18) умовний прохід d_y рукавів високого тиску напірної та зливної гідроліній

$$d_y = \sqrt{4\bar{Q}_{HT}/\pi[V_{III}]} \cong 0,5\sqrt{\bar{Q}_{HT}}, \quad (35)$$

де $\bar{Q}_{\text{HT}} = 0,5(Q_{\text{H}} + \bar{Q}_{\text{r}}) = 0,5Q_{\text{H}}(1 + \tau_{\text{HЗ}}^{-1})$, $\text{м}^3/\text{с}$ – середня витрата енергоносія в напірній і зливній гідроліній гідросистеми привода пристрою; $[V_{\text{HT}}] = 0,5([V_{\text{H}}] + [V_{\text{ЗЛ}}]) = 0,5(7,75 + 2) = 4,88 \approx 5 \text{ м/с}$, – усереднена максимальна допустима швидкість енергоносія; $[V_{\text{H}}] = 7,75 \text{ м/с}$ – середня допустима швидкість енергоносія в напірній гідролінії для $p_r = 10 \text{ МПа}$; $[V_{\text{ЗЛ}}] = 2 \text{ м/с}$.

Висновки

1. Запропонована методика проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення матеріалів, в якому поєднані в одній конструкції силова ланка та ГПТ, дозволяє за простими залежностями визначити всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри пристрою.

2. Розглянуті в методиці принципи розрахунку основних параметрів гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення матеріалів можуть бути використані як основа для проектного розрахунку подібних гідроімпульсних пристроїв.

3. За результатами теоретичних досліджень математичної моделі розглянутого пристрою та експериментальної перевірки адекватності цієї моделі його реальному дослідному зразку, з метою підвищення точності, у розрахункові формули запропонованої методики проектного розрахунку можуть бути введені корелюючі (уточнюючі) коефіцієнти.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.
2. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
3. Іскович-Лотоцький Р. Д. Використання гідроімпульсного привода в обладнанні переробних виробництв : монографія / Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Поліщук О. В. – Вінниця : ВНТУ, 2008. – 116 с.
4. 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.
5. Кузьмачев В. Е. Законы и формулы физики (отв. ред. В. К. Тарнавский) / В. Е. Кузьмичев. – Киев : Наук. думка, 1989. – 864 с.
6. Иосилевич Г. Б. Детали машин : Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
7. 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.
8. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю. И. Чупраков. – М. : Машиностроение, 1979. – 232 с.
9. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / Биргер И. А., Шор Б. Ф., Иосилевич Г. Б. – [4 – е изд. перераб. и доп.]. – М : Машиностроение, 1993. – 640 с.
10. Корн Г. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1973. – 832 с.
11. Юшков В. В., Толкачев Ю. А. Обработка клапанов и седел двигателей // Автомобильный транспорт. – 1995. - № 3. – С. 45 – 47.

Марущак Михайло Володимирович – аспірант кафедри Галузевого машинобудування, Вінницький національний технічний університет, ел. адреса – ohitsmichaels@gmail.com.

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

Marushchak Mykhailo Volodymyrovych – Postgraduate at the Department of Industrial Engineering, Vinnytsia National Technical University, E-mail address – ohitsmichaels@gmail.com.

Obertyuh Roman Romanovich – Candidate of engineering sciences, docent, professor at the Department of Industrial Engineering, Vinnytsia National Technical University.