



Іскович-Лотоцький Р. Д. УДК 62-932.4
д.т.н., професор

Іванчук Я. В.
к.т.н., доцент

Веселовський Я. П.
аспірант

*Вінницький національний
технічний університет*

Iskovych-Lototsky R. D.

Ivanchuk Y. V.

Veselovsky Y. P.

*Vinnitsia National Technical
University*

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА З ОДНОКАСКАДНИМ КЛАПАНОМ ПУЛЬСАТОРОМ

Дана стаття присвячена теоретичному дослідженню гідродинамічних процесів, що протікають в гідроімпульсному приводі з однокаскадним клапаном пульсатором. Методом скінчених об'ємів були визначені основні залежності робочих параметрів системи, що дозволило оцінити ефективність розробленої конструкції гідроімпульсного приводу на базі однокаскадного клапана пульсатора.

Ключові слова: моделювання, скінчені об'єми, тиск, вібрації, імпульс, привод.

Вступ. Вібраційні технології широко використовуються в технологічних процесах виробництва. Це пояснюється тим, що використання вібраційного навантаження дозволяє підвищити продуктивність обладнання, скоротити виробничий цикл і покращити якість готового продукту. У промисловості та сільському господарстві вібраційна техніка використовується для інтенсифікації таких процесів, як транспортування і дозування матеріалів, розділення сумішей на фракції, подрібнення і ущільнення, фільтрування, гранулювання, формування, сушіння тощо [1].

Відомо, що для реалізації найбільш ефективних режимів вібраційного впливу на оброблювані матеріали та середовища перспективним є застосування вібраційних (ВМ) та віброударних машин (ВУМ) з гідроімпульсним приводом (ГІП) [2]. Основною складовою частиною ГІП є клапан-пульсатор, або генератор імпульсів тиску (ГІТ), який забезпечує керування режимом роботи вібраційної машини, має просту конструкцію, компактний, з широким діапазоном регулювання робочих параметрів та можливістю роботи в автоматизованому режимі. Тому дослідження впливу зміни робочих і конструктивних параметрів ГІП на протікання робочих процесів ВМ та ВУМ дозволить забезпечити їх ефективність.

На даний час знаходить широке застосування математичного моделювання робочих процесів в різних технологічних пристроях, за допомогою якого можна глибоко і

повно досліджувати вплив конструктивних і режимних факторів на основні характеристики роботи пристрою і намітити конкретні шляхи їх покращення, істотно знизивши при цьому об'єми експериментальних досліджень.

Аналіз літературних джерел і постановка проблеми. У науковій праці [3] було розглянуто системний підхід до технологічного процесу формування ВМ та ВУМ на базі ГІП, що дозволило розробити математичну модель його оцінки. Визначені зв'язки між параметрами підсистем на базі вібропресового обладнання з гідроімпульсним приводом для формування заготовок з порошкових матеріалів. На основі математичної моделі нечітких множин була виконана оцінка ефективності функціонування технологічного комплексу, але дана методика не дозволяє досліджувати фізико-механічні процеси, що протікають безпосередньо в самому обладнанні ВМ та ВУМ на базі ГІП.

Дослідження фізико-механічних процесів, що протікають в ГІП ґрунтується на проведенні розрахунків системи рівнянь руху і витрат за допомогою ЕОМ [4]. Незважаючи на складність розрахунків і прийнятих при математичному описі робочого процесу допущеннях, які в міру накопичення експериментальних даних можуть бути уточнені, дана методика не дозволяє оцінити вплив гідродинамічних процесів, що протікають у виконавчих і регулюючих вузлах ГІП.

Розв'язання даних питань неможливо без застосування рівняння Нав'є-Стокса, яке вимагає використання методу кінцевих об'ємів



для дослідження складного руху робочої рідини при різних режимах течії [5]. Проведення такого роду досліджень ґрунтується на сучасних методах математичного моделювання з проведенням розрахунків на ЕОМ із застосуванням сучасних, передових алгоритмів. Це дозволяє запобігти невиправдано великій кількості складних та дорогих експериментальних досліджень, значно скоротити час та вартість проектних робіт, проводити якісні та кількісні оцінки фізичних явищ з достатньою для інженерної практики точністю [6].

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності дослідження роботи вібраційних та віброударних машин, за допомогою розробки перспективних математичних моделей робочих процесів гідроімпульсного привода на базі однокаскадного клапана пульсатора.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

- розробити ефективну конструкцію ГП, на базі однокаскадного клапана-пульсатора, для реалізації найбільш ефективних режимів вібраційного впливу на оброблювані матеріали та середовища;
- розробити математичну модель для дослідження робочих процесів ГП на базі однокаскадного клапана-пульсатора;
- на основі розробленої математичної

моделі отримати робочі залежності для визначення робочих характеристик досліджуваного процесу.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Гідроімпульсний привод ВМ і ВУМ реалізовані за різними принциповими схемами, від яких визначається технологічним призначенням машини, типом і схемою приєднання ГП до виконавчого, чи групи виконавчих гідродвигунів, та характером вібронавантаження об'єкта технологічного впливу. На рівні із відомими типовими схемами гідроімпульсних приводів ВМ та ВУМ з різними схемами приєднання до виконавчого гідродвигуна ГП [1], особливої уваги має місце типова схема (рис.1) з двоходовим (дволінійним) ГП 1, приєднаним за схемою „на виході” [1, 4] до плунжерного гідроциліндра 2, плунжер якого кріпиться до виконавчої ланки 3, пружно встановленої через пружини 4 відносно станини 5, є найпростішою.

Принцип роботи цього типу ГП (рис. 1) полягає в періодичному сполученні порожнини А гідроциліндра 2 та напірної гідролінії через ГП 1 зі зливною гідролінією. ГП 1 відкривається внаслідок збільшення тиску в гідросистемі привода до величини $p_r \geq p_1$ (p_1 – тиск „відкриття” ГП) і закривається, коли тиск в порожнині А зменшується до рівня $p_r \geq p_2$ (p_2 – тиск „закриття” ГП).

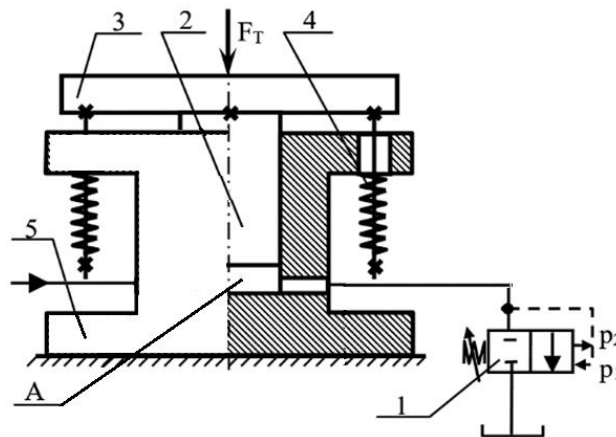


Рис. 1. Типова схема гідроімпульсного привода ВМ та ВУМ з встановленням ГП «на виході»

Таким чином в порожнині А генеруються імпульси тиску з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$. Частота проходження імпульсів тиску визначається гідромеханічними характеристиками ГП 1 та подачею гідронасоса привода. Виконавча ланка 3 вібує із частотою проходження імпульсів тиску, а амплітуда цих вібрацій залежить від рівня p_1 , який може змінюватись регулятором тиску відкриття ГП 1, технологічним зусиллям

F_T , сил тертя та сумарної сили пружин 4, які забезпечують разом із технологічним зусиллям F_T і сумарними силами ваги виконавчої ланки 3 (за умови її вертикального розташування) повернення цієї ланки у початкове положення.

Переваги цього типу гідроімпульсного привода – конструктивна простота, регулювання амплітуди вібрацій зміною тиску „відкриття” ГП 1, що здійснюється простими

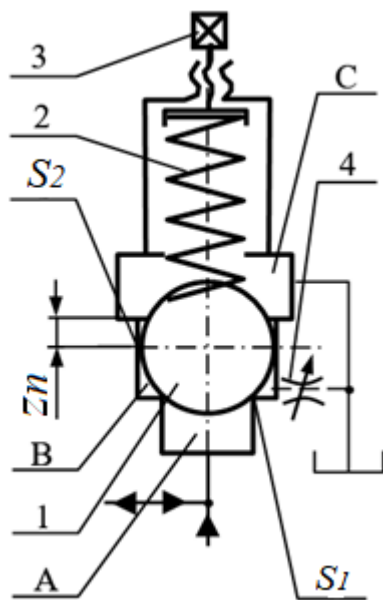


механізмами (регульовальний гвинт), та простота реалізації віброударного режиму, особливо під час зворотного ходу виконавчої ланки 3. Як недолік розглянутої схеми слід відмітити залежність амплітуди і частоти вібрацій від зміни технологічного зусилля F_T .

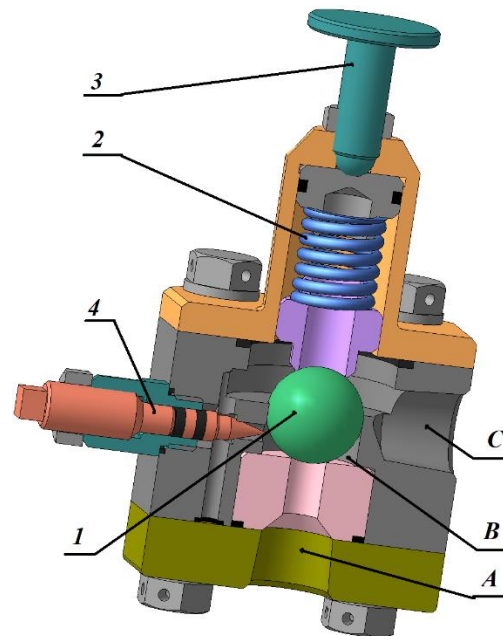
Основним елементом гідроімпульсного приводу ВМ та ВУМ є генератор імпульсів тиску (ГІТ), який забезпечує періодичну зміну тиску робочої рідини в робочій порожнині гідроциліндра приводу [1, 2, 4] при постійній подачі гідронасоса.

Найпростіша конструктивна схема

однокаскадного ГІТ, представлена на рисунку 2, а, на базі якої була розроблена конструкція однокаскадного клапана пульсатора, що представлена на рисунку 2, б. Даний ГІТ складається із запірно-розподільної ланки 1, у вигляді кульки, навантаженої пружиною 2, попередня деформація якої може регулюватись гвинтом 3. Напірна порожнина А приєднується безпосередньо до гідронасоса та гідродвигуна. Проміжна порожнина В відділяється від напірної порожнини А контактом запірної ланки 1 по кромці сідла, а від зливної порожнини С додатним перекриттям z_n .



а)



б)

Рис. 2. Однокаскадний клапан-пульсатор:
а) – конструктивна схема; б) – об'ємна модель

Запірні елементи розподільних ланок 1 конструктивно виконані таким чином, що у вихідному положенні утворюють дві площі герметизації S_1 та S_2 , а $S_2 > S_1$. Тиск „відкриття” ГІТ визначається площею S_2 :

$$p_1 \geq c z_{o1} / S_1,$$

а тиск „закриття” – площею S_2 :

$$p_2 \leq c(z_{o1} + z) / S_2,$$

де c , z_{o1} – відповідно, жорсткість та попередня деформація пружини 2; $z = z_n + z_\theta$ – хід запірно-розподільної ланки 1; z_θ – від'ємне перекриття ланки 1 для повністю відкритого ГІТ.

Для теоретичного дослідження роботи ГІТ була розроблена структурно-розрахункова схема (рис. 3). ГІТ складається із гідроциліндра маса поршня якого рівна M , який підпружений

силовою пружиною жорсткістю c_1 , а площа поверхні якого дорівнює S . На поршень гідроциліндра. В процесі роботи діє технологічне зусилля F_T . ГІТ виконаний у вигляді клапана-пульсатора і складається із кулькового клапана масою M_2 , який підпружинений регульовальною пружиною жорсткістю c_2 . В порожнину гідроциліндра А гідронасосом подачею Q_n подається робоча рідина через вхідний патрубок площею поперечного перерізу S_0 . Робоча порожнина А через напірний патрубок з'єднаний із напірною порожниною В однокаскадного клапана-пульсатора. Порожнина С, підхвату кулькового клапану, з'єднана зі зливною порожниною D через дросель, площа поперечного перерізу якого рівна $S_{др}$, а коефіцієнт витрати рідини рівний $\mu_{др}$.

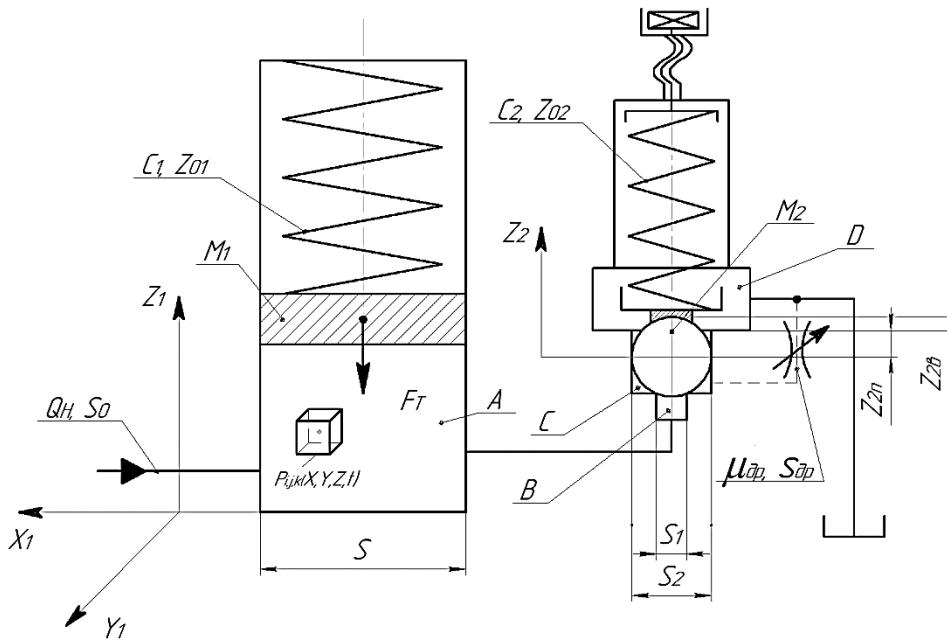


Рис. 3. Структурно-розрахункова схема ГП керованого однокаскадним клапаном-пульсатором

Складемо рівняння руху поршня гідроциліндра:

$$M_1 \frac{d^2 z_1(t)}{dt^2} = \int_0^S p(x, y, z_1(t)) ds - c_1 (z_1(t) + z_{01}) - f_{тр} N_0 \text{sign}\left(\frac{dz_1(t)}{dt}\right) - \beta \frac{dz_1(t)}{dt} - M_1 g - F_T, \quad (1)$$

де $z_1(t)$ – координата положень поршня гідроциліндра, z_{01} – попередня деформація (налагодження) силової пружини поршня гідроциліндра, $f_{тр}$ – коефіцієнт тертя між стінками поршня і гідроциліндра, N_0 – сила деформації манжет при складанні поршня і гідроциліндра, β – коефіцієнт в'язкості робочої рідини, $g=9,82$ м/с² – коефіцієнт сил земного тяжіння.

Також до даного диференційного рівняння необхідно додати умови:

$$0 \leq z_1(t) \leq z_n; 0 \leq t \leq T; x, y, z_1(t) \in \Omega_A;$$

$$\Omega_A \in R_A^3,$$

де z_n – максимальна висота підйому гідроциліндра, T – час одного робочого (коливального) циклу поршня гідроциліндра, Ω_A – об'єм обмежений порожниною гідроциліндра A , R_A^3 – тривимірна область порожнини A .

Рівняння руху поршня гідроциліндра:

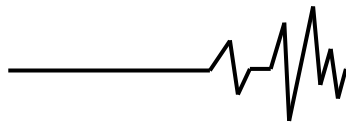
$$M_2 \frac{d^2 z_2(t)}{dt^2} = \int_0^{S_2} p(x, y, z_2(t)) ds - c_2 (z_2(t) + z_{02}) - \beta \frac{dz_2(t)}{dt} - M_2 g, \quad (2)$$

де $z_2(t)$ – координата положень кулькового клапана-пульсатора, z_{02} – попередня деформація (налагодження) регульовальної пружини кулькового клапана-пульсатора.

Умова руху кулькового клапана пульсатора, а саме тиск, що діє на запірну площу кулькового клапана-пульсатора S_1 , повинна бути меншою сили налагодження спрацювання клапана-пульсатора:

$$\int_0^{S_1} p(x, y, z_2(t)) ds \geq c_2 z_{02} + M_2 g; \quad (3)$$

Умова існування розв'язку диференційного рівняння руху кулькового клапана-пульсатора:



$$0 \leq z_2(t) \leq z_{2n} + z_{2e}; \quad 0 \leq t \leq T; \quad x, y, z \in \Omega_{B+C+D}; \quad \Omega_{B+C+D} \subset R_{B+C+D}^3, \quad (4)$$

де z_{2n} – додатне перекриття для повністю закритого кулькового клапана-пульсатора, z_{2e} – від’ємне перекриття для повністю відкритого кулькового клапана-пульсатора, Ω_{B+C+D} – об’єм обмежений порожнинами гідроциліндра

$B+C+D$, R_{B+C+D}^3 – тривимірна область порожнин $B+C+D$.

Складемо систему рівнянь нерозривності і Нав’є-Стокса для виділеного кінцевого елементарного об’єму робочої рідини:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{1}{\rho(p(x, y, z, t))} \frac{d\rho(p(x, y, z, t))}{dt} + \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0; \\ & \frac{dv_z}{dt} = g - \frac{1}{\rho(p(x, y, z, t))} \frac{\partial p(x, y, z, t)}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) + \\ & + \left(\frac{\zeta}{\rho(p(x, y, z, t))} + \frac{\nu}{3} \right) \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right); \\ & \frac{dv_y}{dt} = - \frac{1}{\rho(p(x, y, z, t))} \frac{\partial p(x, y, z, t)}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) + \\ & + \left(\frac{\zeta}{\rho(p(x, y, z, t))} + \frac{\nu}{3} \right) \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right); \\ & \frac{dv_x}{dt} = - \frac{1}{\rho(p(x, y, z, t))} \frac{\partial p(x, y, z, t)}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) + \\ & + \left(\frac{\zeta}{\rho(p(x, y, z, t))} + \frac{\nu}{3} \right) \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right); \\ & \vec{v}|_{d\Omega} = 0; \quad \vec{v}|_{t=0, z=0, y=0, x=L} = Q_H / S_0; \quad \rho|_{t=0, \Omega} = \rho_0; \quad p|_{t=0, \Omega} = p_0 + \left(\frac{F_T + c_1 z_{01}}{S} \right); \\ & x, y, z \in \Omega_{A+B+C+D}; \quad \Omega_{A+B+C+D} \subset R_{A+B+C+D}^3, \end{aligned} \right. \quad (5)$$

де $\rho(x, y, z, t)$ – зміна густини робочої рідини (слабостиснена робоча рідина), ν – кінематичний коефіцієнт в’язкості робочої рідини, ζ – об’ємний коефіцієнт в’язкості, $v_{x,y,z}$ – проекції вектору швидкості кінцевого елементарного об’єму робочої рідини, ρ_0 – початкова густина робочої рідини.

Для розв’язку системи рівнянь (1)-(5), моделювання гідродинамічних процесів роботи гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном-пульсатором, скористаємось

програмою FlowVision 3.09.04 [7]. Дана програма дозволяє розв’язувати складні гідродинамічні задачі за допомогою методу кінцевих об’ємів.

Для початку роботи в CAD-системі КОМPAS 3D-16V розробили об’ємну модель гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном-пульсатором (рис. 4), після чого вона була імпортована в CFX-систему FlowVision 3.09.04 (рис. 5).

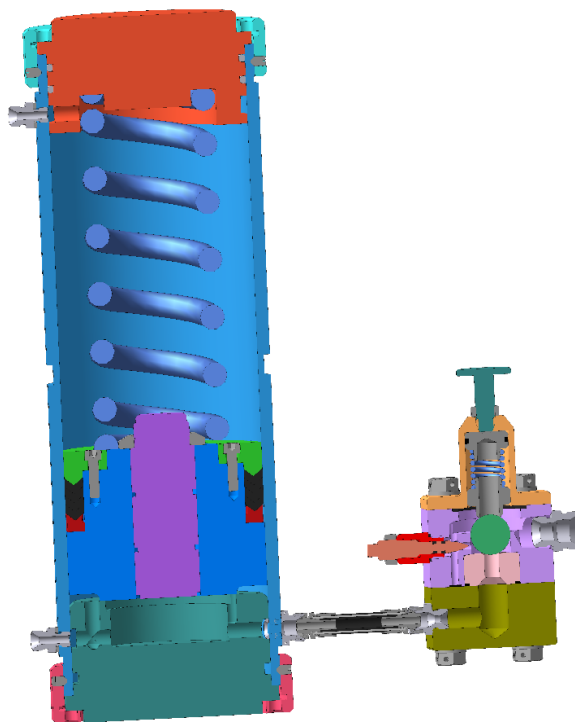
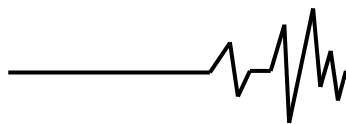


Рис. 4. Об'ємна CAD-модель гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором

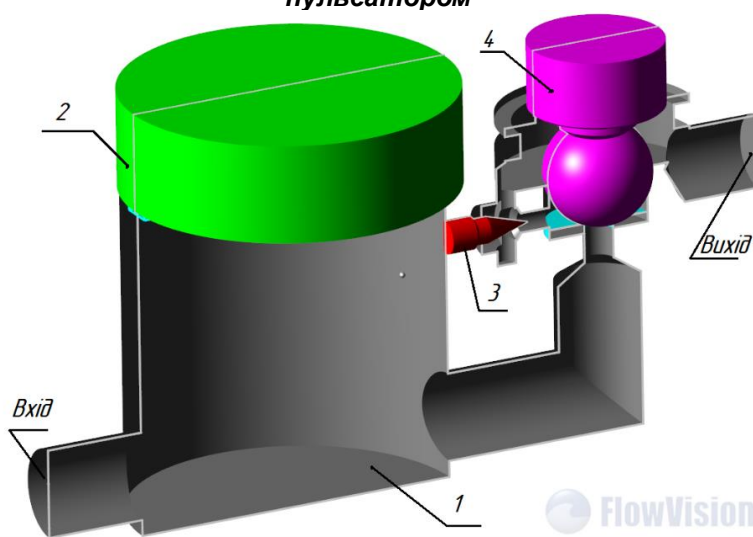


Рис. 5. Розрахункова CFX-модель геометричної області гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором

Дана розрахункова модель (рис. 5) складається з геометричної області порожнин і рухомих частин:

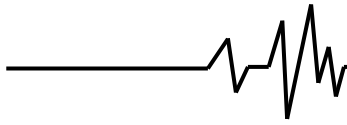
- робоча порожнина гідроімпульсного привода 1, в якому циркулює робоча рідина;
- рухомого тіла, поршня гідроциліндра 2;
- рухомого тіла, запірного елементу кульового клапану 4;
- рухомого тіла, регулювального дроселя 3.

У даній розрахунковій геометричній області порожнини привода 1 (рис. 4) будемо

розглядати модель турбулентної течії слабостисненого однофазного середовища на базі відомої математичної моделі SST [8].

На вході в геометричну область порожнини привода 1, з нормальною масовою швидкістю від гідронасоса, постійно подається робоча рідина у вигляді оливи I-30A.

На стінках робочої порожнини гідроімпульсного привода 1 задаємо умову протікання із пограничним шаром, що характеризується логарифмічним законом зміни дотичної компоненти швидкості. А



граничну умову на виході задаємо, як нульовий потік.

Задаємо граничні умови для рухомих тіл:

$$F_n^z = -c_1(z_1(t) + z_{01}) - f_{\text{тр}} N_0 \text{sign}\left(\frac{dz_1(t)}{dt}\right) - \beta \frac{dz_1(t)}{dt} - M_1 g - F_T;$$

– запірний елемент кулькового клапану 4, а саме вертикальна складова сили по вісі z:

$$F_k^z = -c_2(z_2(t) + z_{02}) - \beta \frac{dz_2(t)}{dt} - M_2 g;$$

– регулювальний дроселя 3 будемо вважати нерухомим (зафіксований).

Так як розрахунок гідродинамічного процесу проводиться методом скінчених об'ємів, то для подальшого розрахунку необхідно побудувати скінчено-об'ємну

– поршня гідроциліндра 2, а саме вертикальна складова сили по вісі z:

розрахункову сітку із врахуванням течії поблизу елементів рухомих об'єктів, що мають різні лінійні розміри. Початкова розрахункова сітка (рис. 5, а), була прийнята рівномірною по всій розрахунковій області. Для більш детальної роздільності поблизу стінок, в області рухомих об'єктів проведена адаптація розрахункової сітки різного рівня по поверхні (рис. 5, б). В результаті побудови розрахункової сітки ми отримали 750000 розрахункових комірок.

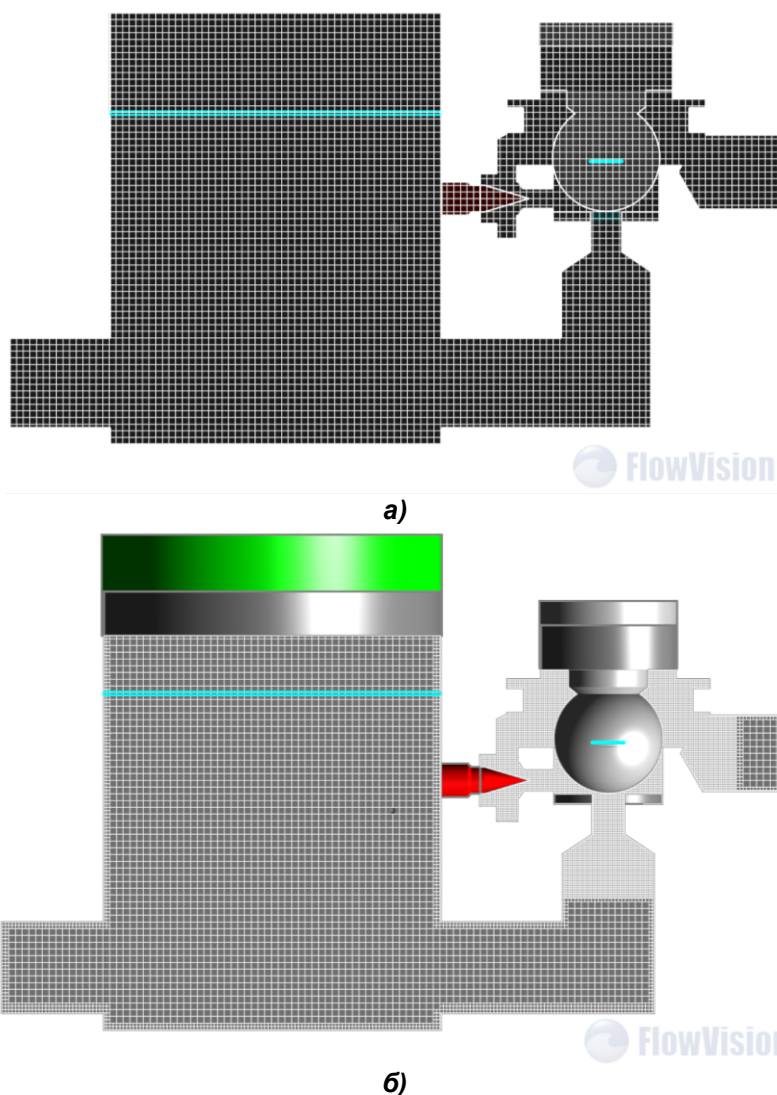


Рис. 5. Схема скінчено-об'ємної розрахункової сітки: а – рівномірна сітка по всій розрахунковій області; б – адаптована сітка поблизу стінок характеристичних розрахункових областей моделі



Задаємо крок розрахунку даної гідродинамічної задачі числом CFL (Куранта-Фрідрікса-Леві) [9]. Обираємо неявний новий тип чисельного методу за другим порядком точності [10].

Результатом розрахунку є розподіл тиску (рис. 6) і швидкості (рис. 7) робочої рідини в порожнині ГП.

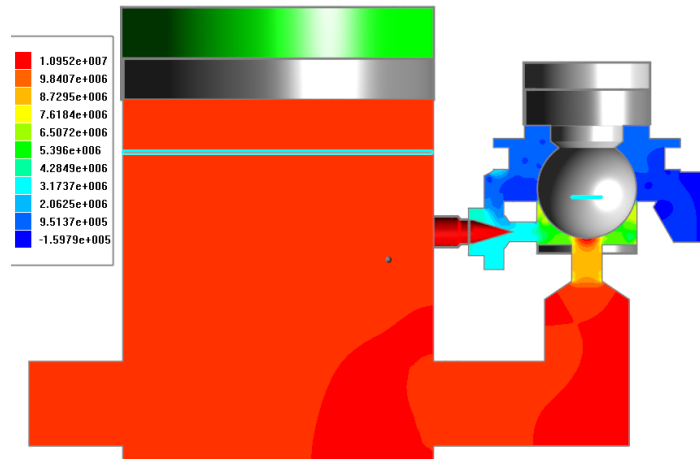


Рис. 6. Розподіл тиску робочої рідини в порожнині ГП

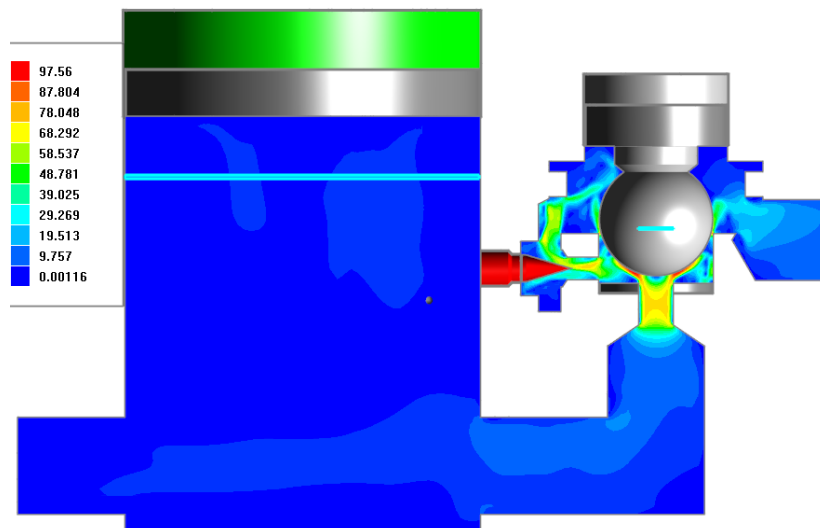


Рис. 7. Розподіл швидкості робочої рідини в порожнині ГП

Також результатом розрахунку є зміна тиску робочої рідини в порожнині ГП в залежності від часу (рис. 8, а), зміна переміщення поршня гідроциліндра в залежності від часу (рис. 8, б), а також зміна переміщення кулькового запірної елементу клапана-пульсатора в залежності від часу (рис. 8, в).

Аналізуючи результати дослідження (рис. 7, 8) можна визначити наступні параметри роботи ГП з однокаскадним клапаном-пульсатором, а саме:

- амплітуда тиску робочої рідини складає 10 МПа;
- амплітуда коливання поршня гідроциліндра складає 1,5 мм;
- максимальний хід запірної елементу клапана-пульсатора 2,4 мм, з них додатне перекриття $z_r=1$ мм, а від'ємне перекриття $z_e=1,4$ мм;
- частота вібрацій виконавчого органу (поршня гідроциліндра) ГП складає $\nu=30$ Гц.

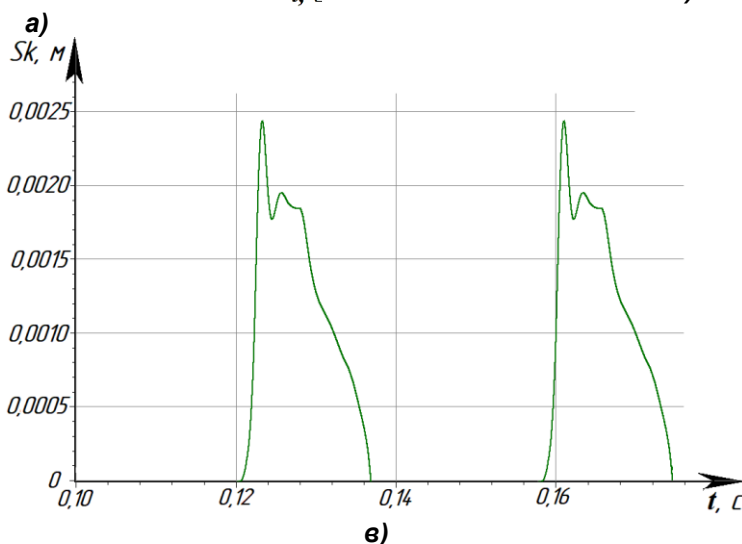
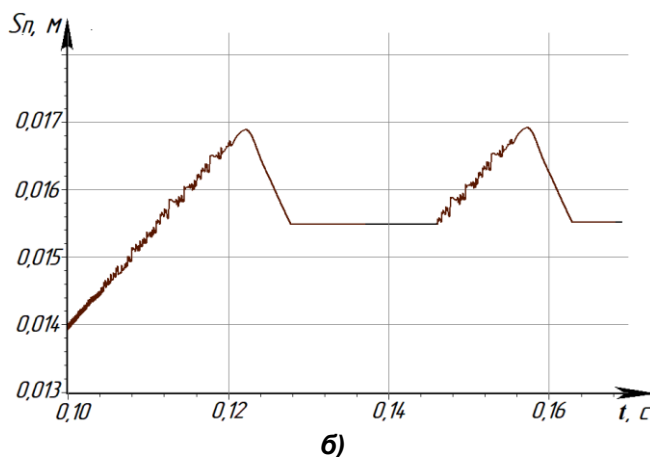
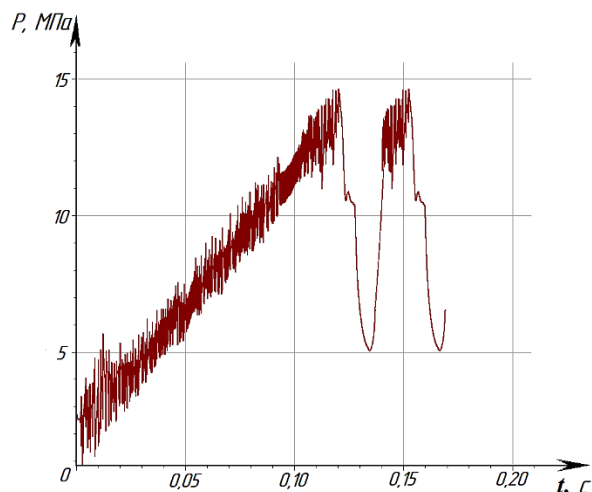
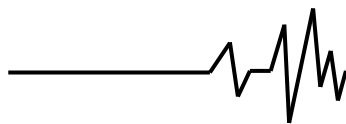


Рис. 8. Графіки зміни робочих параметрів ГП в залежності від часу:
а) тиску робочої рідини в порожнині ГП; б) переміщення поршня гідроциліндра;
в) переміщення кулькового елемента клапана-пульсатора

Висновки

1. Розроблено ефективну конструкцію ГП, на базі однокаскадного клапана-пульсатора, для реалізації найбільш ефективних режимів вібраційного впливу на оброблювані матеріали та середовища.

2. Розроблено нову математичну модель для дослідження робочих процесів ГП на базі однокаскадного клапана-пульсатора.

3. На основі розробленої математичної моделі методом кінцевих об'ємів за допомогою ЕОМ отримано робочі залежності для визначення робочих характеристик ГП, на базі однокаскадного клапана-пульсатора.

Отримані результати чисельного моделювання роботи ГП, показав переваги обраного підходу до проектування, а також дозволив довести ефективність розробленої конструкції ГП, на базі однокаскадного клапана-пульсатора.

Список використаних джерел

1. Іскович–Лотоцький, Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування: Монографія. [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький – Вінниця: УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2006. – 338 с. – ISBN 966–641–178–4.

2. Іскович–Лотоцький, Р. Д. Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів: Монографія [Текст] / Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук. – Вінниця : УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2012. – 156 с.

3. Iskovych–Lototsky R. Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials [Текст] / R. Iskovych–Lototsky, O. Zelinska, Y. Ivanchuk, N. Veselovska [Текст] // Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Industrial and technology systems. – 2017. – №1/1(85). С. 9–17.



4. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин: Монографія. [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – 171 с.

5. Іскович-Лотоцький Р. Д. Моделювання робочих процесів в піролізній установці для утилізації відходів [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків, 2016. – Том 1, № 8(79). – С.11–20.

6. Іскович-Лотоцький Р. Д. Установка для утилізації відходів [Текст] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. І. Повстенюк, О. М. Данилюк, Я. В. Іванчук // Международный промышленный журнал «Мир техники и технологий»–Харьков, 2007. – №12(73). – С.36–37.

7. <http://flowvision.ru/>.

8. Menter F.R., Kuntz M., and Langtry R. (2003) "Ten years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model", Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, Begell House, Inc., 8 p.

9. Wilcox, D. C. Turbulence modeling for CFD [Text] / D. C. Wilcox // DCW Industries, Inc. – 1994. – 460 p.

10. Abe, K., Kondoh, T., Nagano, Y. (1995) "A New Turbulence Model for Predicting Fluid Flow and Heat Transfer in Separating and Reattaching flows-II. Thermal Field Calculation," Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, No. 8, pp. 1467-1481.

Список джерел в транслітерації

1. Iskovich-Lototsky, R. D. Osnovy Teoriyi rozrakhunku ta rozrobka protsesiv y obladnannya dlya vibroudarnoho presuvannya: Monohrafiya. [Tekst] / R. D. Iskovich-Lotots'kyy - Vinnytsya: UNIVERSUM-Vinnytsya, 2006. - 338 s. - ISBN 966-641-178-4.

2. Iskovich-Lotots'kyy, R. D. Vibratsiyni ta vibroudarni prystroyi dlya rozvantazhennya transportnykh ZASOBIV: Monohrafiya [Tekst] / R. D. Iskovich-Lotots'kyy, YA. V. Ivanchuk. - Vinnytsya: UNIVERSUM-Vinnytsya, 2012. - 156 s.

3. Iskovych–Lototsky R. Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials [Текст] / R. Iskovych–Lototsky, O. Zelinska, Y. Ivanchuk, N. Veselovska [Текст] // Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Industrial and technology systems. – 2017. – №1/1(85). С. 9–17.

4. Iskovich-Lototsky, R. D. Heneratory impul'siv tysku dlya keruvannya hidroimpul'snimi pryvodamy vibratsiynikh ta vibroudarnikh tekhnolohichnykh mashyn: Monohrafiya. [Tekst] / R. D. Iskovich-Lotots'kyy, R. R. Obertyukh, M. R. Arkhynchuk - Vinnytsya: UNIVERSUM-Vinnytsya, 2008. - 171 s.

5. Iskovich-Lototsky R. D. Modelyuvannya robochykh protsesiv v pirolizniy ustanovtsi dlya utilizatsiyi vidkhodiv [Tekst] / R. D. Iskovich-Lotots'kyy, YA. V. Ivanchuk, YA. P. Veselovs'kyy // Skhidno-yeuropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy. - Kharkiv, 2016. - Tom 1, № 8 (79). - S.11-20.

6. Iskovich-Lototskiy R. D. Ustanovka dlya utilizatsii otkhodov [Tekst] / G. D. Iskovich-Lototskiy, V. I. Povstenyuk, A. N. Danilyuk, YA. V. Ivanchuk // Mezhdunarodnyy promyshlennyy zhurnal «Mir tekhniki i tekhnologiy »-Khar'kov, 2007. - №12 (73). - S.36-37.

7. <http://flowvision.ru/>.

8. Menter F.R., Kuntz M., and Langtry R. (2003) "Ten years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model", Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, Begell House, Inc., 8 p.

9. Wilcox, D. C. Turbulence modeling for CFD [Text] / D. C. Wilcox // DCW Industries, Inc. – 1994. – 460 p.

10. Abe, K., Kondoh, T., Nagano, Y. (1995) "A New Turbulence Model for Predicting Fluid Flow and Heat Transfer in Separating and Reattaching flows-II. Thermal Field Calculation," Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, No. 8, pp. 1467-1481.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА С ОДНОКАСКАДНЫМ КЛАПАНОМ-ПУЛЬСАТОРОМ

Аннотация. Данная статья посвящена теоретическому исследованию гидродинамических процессов, протекающие в гидроимпульсном приводе на базе однокаскадного клапана пульсатора. Методом конечных объемов были определены основные зависимости рабочих параметров системы, что позволило оценить эффективность разработанной конструкции гидроимпульсного привода на базе однокаскадного клапана пульсатора.

Ключевые слова: моделирование, конечные объемы, давление, вибрации, импульс, привод.

MODELING WORKFLOW HYDRO-IMPULSE DRIVE WITH A SINGLE STAGE VALVE PULSATOR

Annotation. This article is devoted to a theoretical study of hydrodynamic processes occurring in a hydroimpulse drive based on a single-stage pulsator valve. Using the finite volume method, the main dependencies of the system operating parameters were determined, which allowed to evaluate the efficiency of the developed design of the hydraulic impulse drive based on the single-stage valve of the pulsator.

Key words: modeling, finite volumes, pressure, vibration, impulse, drive.