

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра «Галузевого машинобудування»

Магістерська кваліфікаційна робота на тему:

**«Гідроімпульсний пристрій для віброрізання із
силовим елементом у вигляді кільцевої
пружини»**

Виконав: ст. гр. 1ГМ-17м

Свящук Юрій Анатолійович

Науковий керівник: к.т.н., проф. Обертюх Р. Р.

Метою роботи є створення конструкції пристрою для віброрізання з кільцевою пружиною та методика розрахунку кільцевої пружини.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі **задачі**:

- виконати аналіз існуючих способів і пристроїв для вібраційного різання, та приводів для їх здійснення;
- розробити конструкцію малогабаритного гідроімпульсного пристрою для віброрізання з вбудованим ГТТ із силовою ланкою у вигляді кільцевої пружини;
- на основі структурно – розрахункової схеми гідроімпульсного пристрою для віброрізання із силовим елементом у вигляді кільцевої пружини та детального аналізу циклу роботи пристрою розробити динамічну та математичну моделі гідроімпульсного привода пристрою;
- розробити методику проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для віброточіння з вбудованим в кільцеву пружину генератора імпульсів тиску параметричного типу;

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в гідроімпульсному пристрої для вібраційного різання.

Предмет дослідження – гідроімпульсний пристрій для віброрізання із силовим елементом у вигляді кільцевої пружини.

Методи дослідження. Дослідження динамічних процесів у гідроімпульсному приводі пристрою методами побудови динамічної і математичної моделі.

Наукова новизна одержаних результатів.

Розроблена та проаналізована динамічна і математична моделі гідроімпульсного пристрою для вібраційного різання із силовим елементом у вигляді кільцевої пружини, в якій гідравлічна ланка гідроімпульсного пристрою представлена у вигляді в'язко – пружної моделі, що дозволило максимально адекватно відтворити реальні динамічні процеси в приводі пристрою.

Запропонована методика розрахунку жорсткості кільця кільцевої пружини, та кільцевої пружини в цілому.

Способи обробки вібраційним різанням :

циліндричних поверхонь

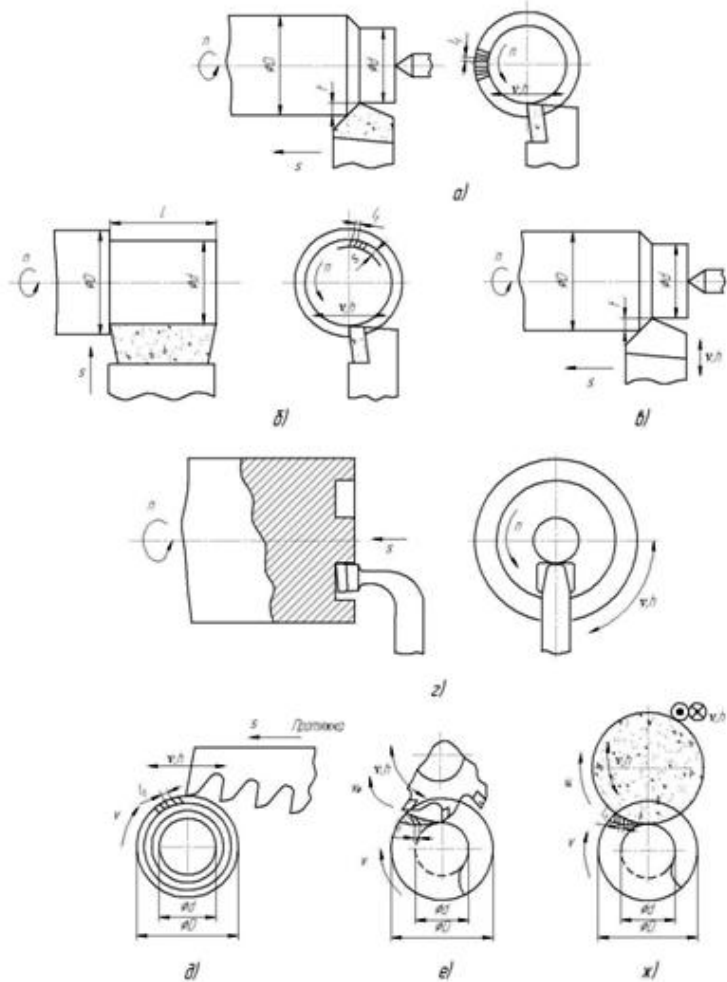


Рисунок 1 – Схеми способів обробки вібраційним різанням циліндричних поверхонь (v , h – напрям вібрацій інструмента, v – напрям колової швидкості деталі, s – подача, n – частота обертання деталі)

ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ

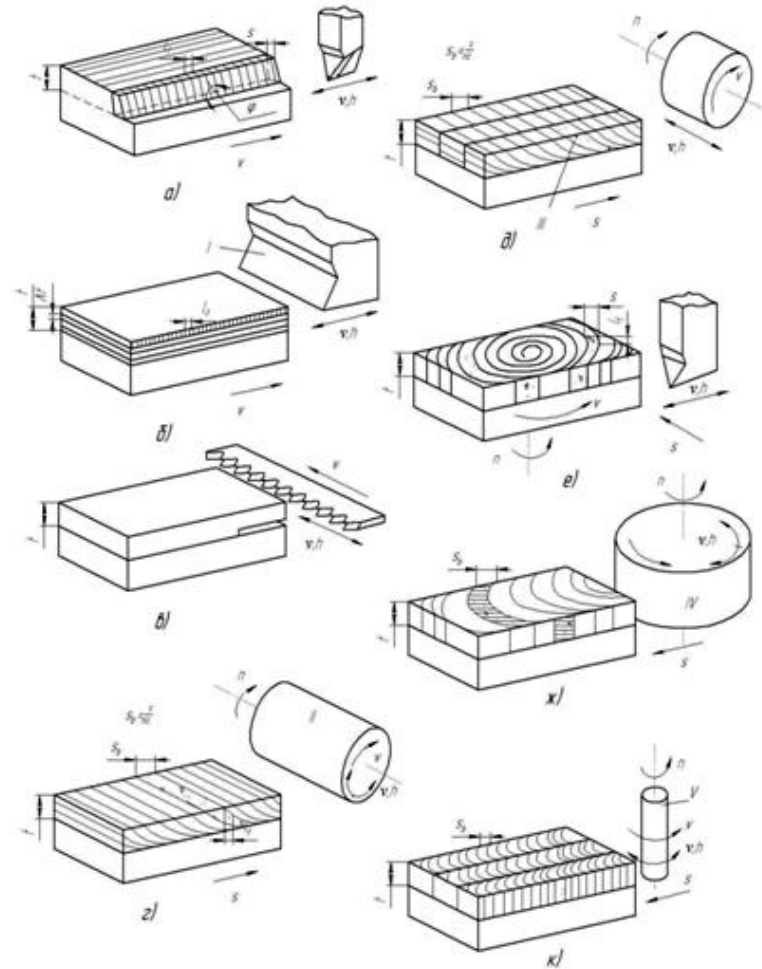


Рисунок 2 – Схеми способів обробки плоских поверхонь вібраційним різанням (v , h – частота та амплітуда вібрацій, v – напрям швидкості різання, s – напрям подачі, I – різець або зуб протяжки, II – фреза з числом зубців z , III – механізм самоутворення поверхневих мікроканалов, IV – торцева фреза або шліфувальний круг, V – кінцева фреза)

Принципові та конструктивні схеми приводів пристроїв для вібраційного різання

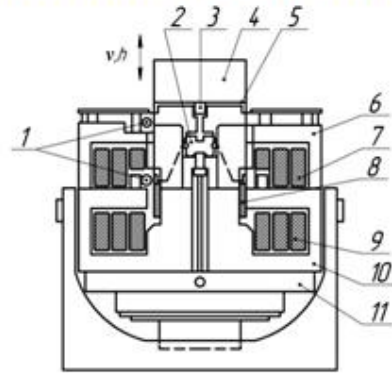


Рисунок 1 – Електромагнітний вібраційний привод

1 – направляючі ролики; 2 – пневмоциліндр; 3 – датчик прискорення; 4 – інструмент; 5 – вібростій; 6 – верхній сервоциліндр; 7 і 9 – верхня і нижня обмотки збудження; 8 – приводи обмотки; 10 – нижній сервоциліндр; 11 – напітник.

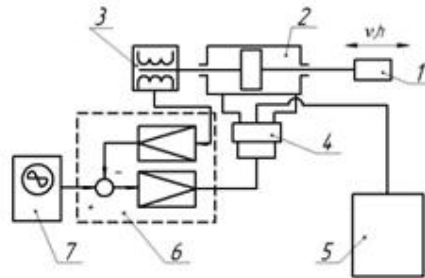


Рисунок 2 – Електрогідролінійний привод, що забезпечує прямолінійний рух

1 – інструмент; 2 – силовий циліндр; 3 – датчик положення; 4 – керуючий клапан; 5 – гідроблок; 6 – сервоциліндр; 7 – генератор координат.

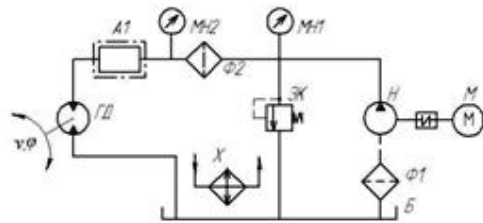


Рисунок 3 – Електрогідролінійний вібропривод обертального руху:

МН1, МН2 – манометри; Ф1, Ф2 – фільтри; Б – гідроблок; ЗК – запобіжний клапан; Н – гідросило; М – електроциліндр; Х – координатник; А1 – генератор командних імпульсів (за оригіналом – генератор командних імпульсів); ГД – інструментальний гідросило.

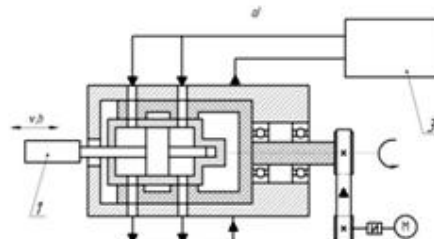
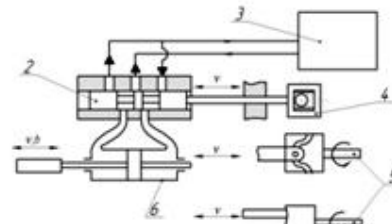


Рисунок 4 – Гідромеханічний вібраційний привод із золотником, що забезпечує зворотно-поступальний рух (а) та обертальний (б).

1 – інструмент; 2 – золотник; 3 – гідроблок; 4 – кривоштанний механізм; 5 – кулічний механізм; 6 – гідромаслоциліндр; М – електроциліндр.

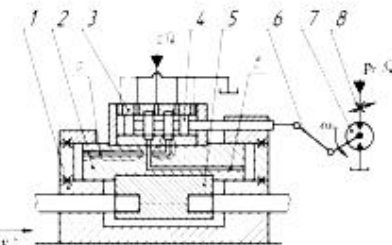


Рисунок 5 – Конструктивна схема приводу вібропідсилювача ВГ-2

1 – корпус; 2 – плунок; 3 – корпус керуючого золотника; 4 – золотник; 5 – виконавчий циліндр; 6 – кривоштанно-штановий механізм; 7 – генератор; 8 – дросель.

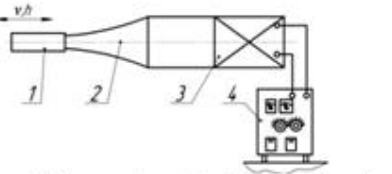


Рисунок 6 – Вібропривід з магнітоструктурним або електрогідролінійним вібраційним: 1 – інструмент; 2 – контролер; 3 – електромагнітний або магнітоструктурний вібратор; 4 – генератор ультразвукових координат.

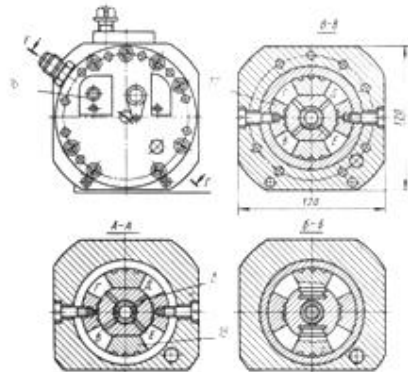
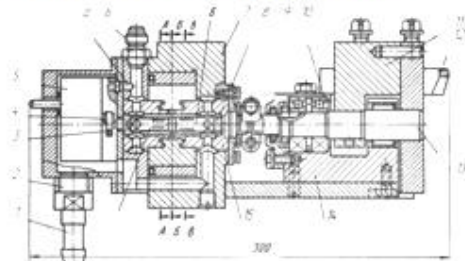


Рисунок 7 – Складальні креслення вібропідсилювача ВГ-3 з золотним гідромотором

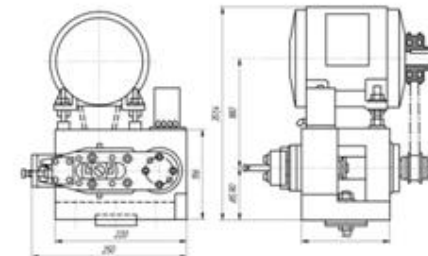
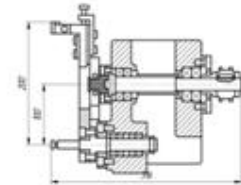
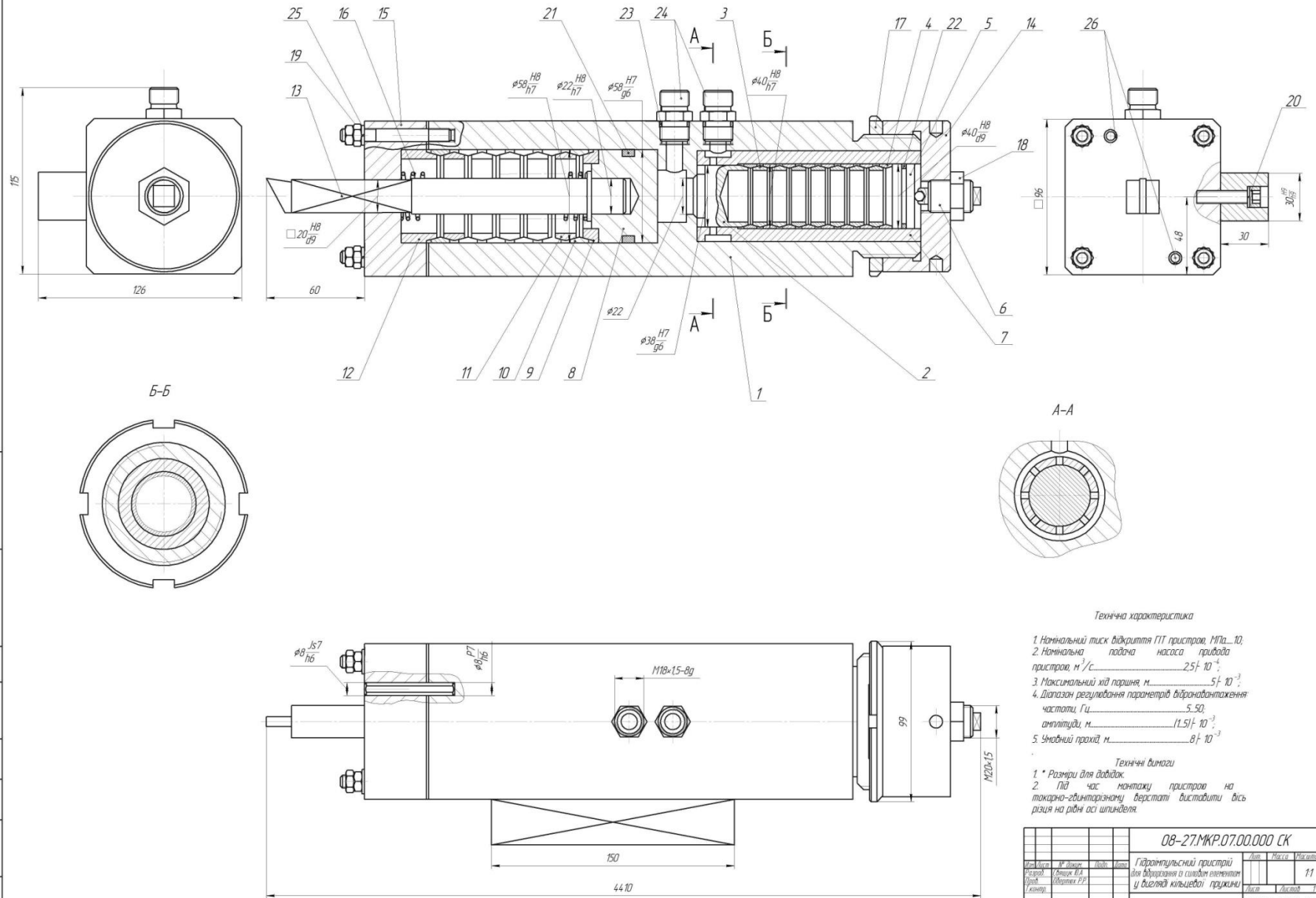


Рисунок 8 – Пристрій для вібраційного течіння з частотою 100 Гц

08-27.МКР.07.00.000 СК



Технічна характеристика

1. Номінальний тиск відкриття ПТТ пристрою, МПа...10;
2. Номінальна подача насоса привода пристрою, м³/с25·10⁻³;
3. Максимальний хід поршня, м5·10⁻³;
4. Діапазон регулювання параметрів вібронавантаження: частоти, Гц5-50; амплітуди, м(1.5)·10⁻³;
5. Числовий прохід, м8·10⁻³

Технічні вимоги

1. * Розміри для надійок.
2. Під час монтажу пристрою на токарно-гвинтаризному верстаті виставити вісь різця на рівні осі шпинделя.

					08-27.МКР.07.00.000 СК		
Мат. група	№ докум.	Вид	Вид	Маса	Лист	Маса	Масштаб
Матеріал	Значення	Клас	Клас		11		1:1
Прок.	Штукатурка	РР			Лист	Листов	Т
Категор.							
Напрям	Характеристика	12			ВНТУ, 11М-17М		
Мат	Об'єкт	СК			Кіровоград		

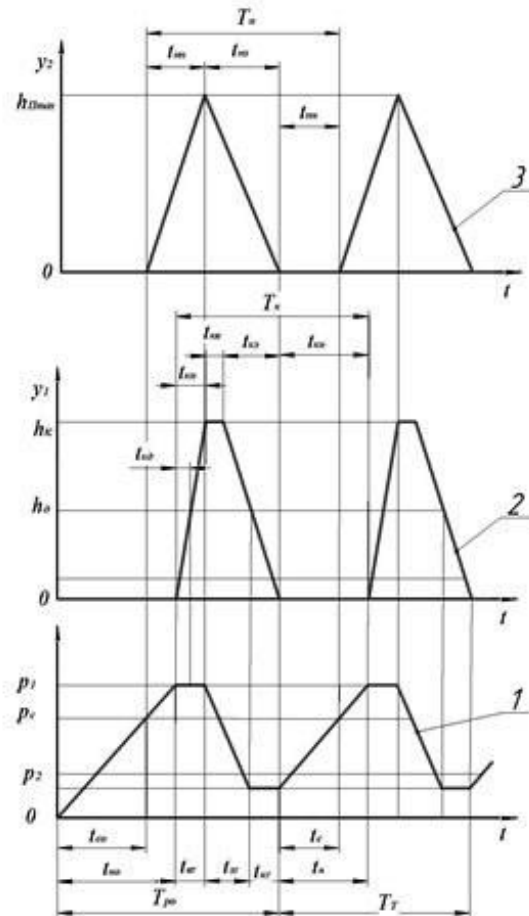
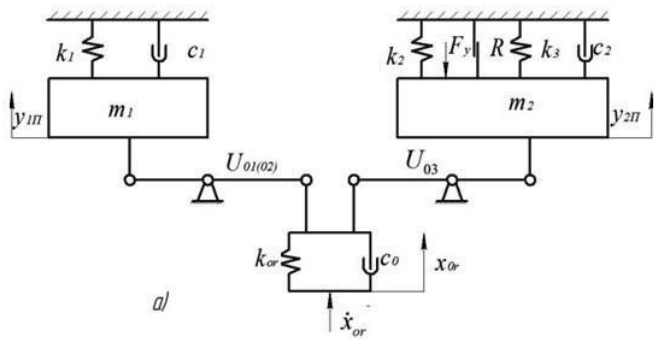
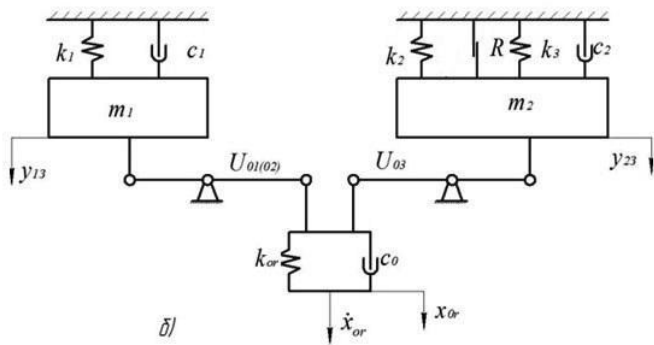


Рисунок 1 – Орієнтовна циклограма робочого циклу гідроімпульсного пристрою для віброрізання:

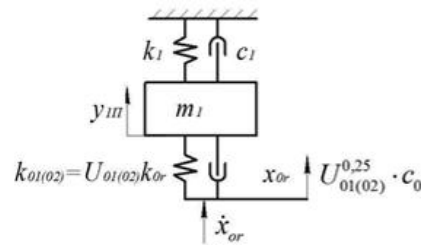
1 – крива зміни тиску p , в напірній порожнині A пристрою; 2 – крива переміщення клапана-золотника 1; 3 – крива переміщення плунжера 7 (різця 17)



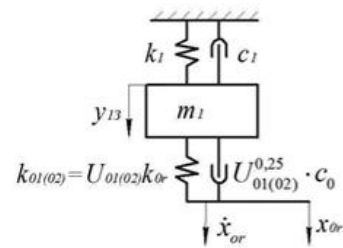
a/



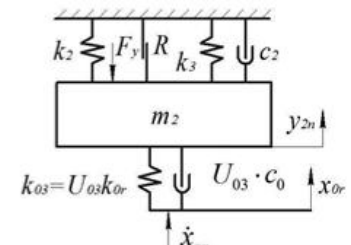
б/



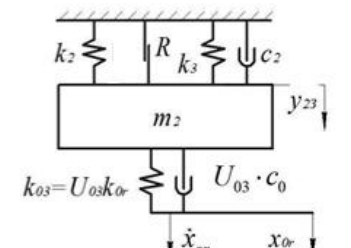
a/



б/



в/



г/

Рисунок 1 – Динамічні моделі прямого а) та зворотного б) ходів мас m_1 і m_2

Рисунок 2 – Спрощені динамічні моделі прямого (а, б) та зворотного (в, г) ходів мас m_1 і m_2

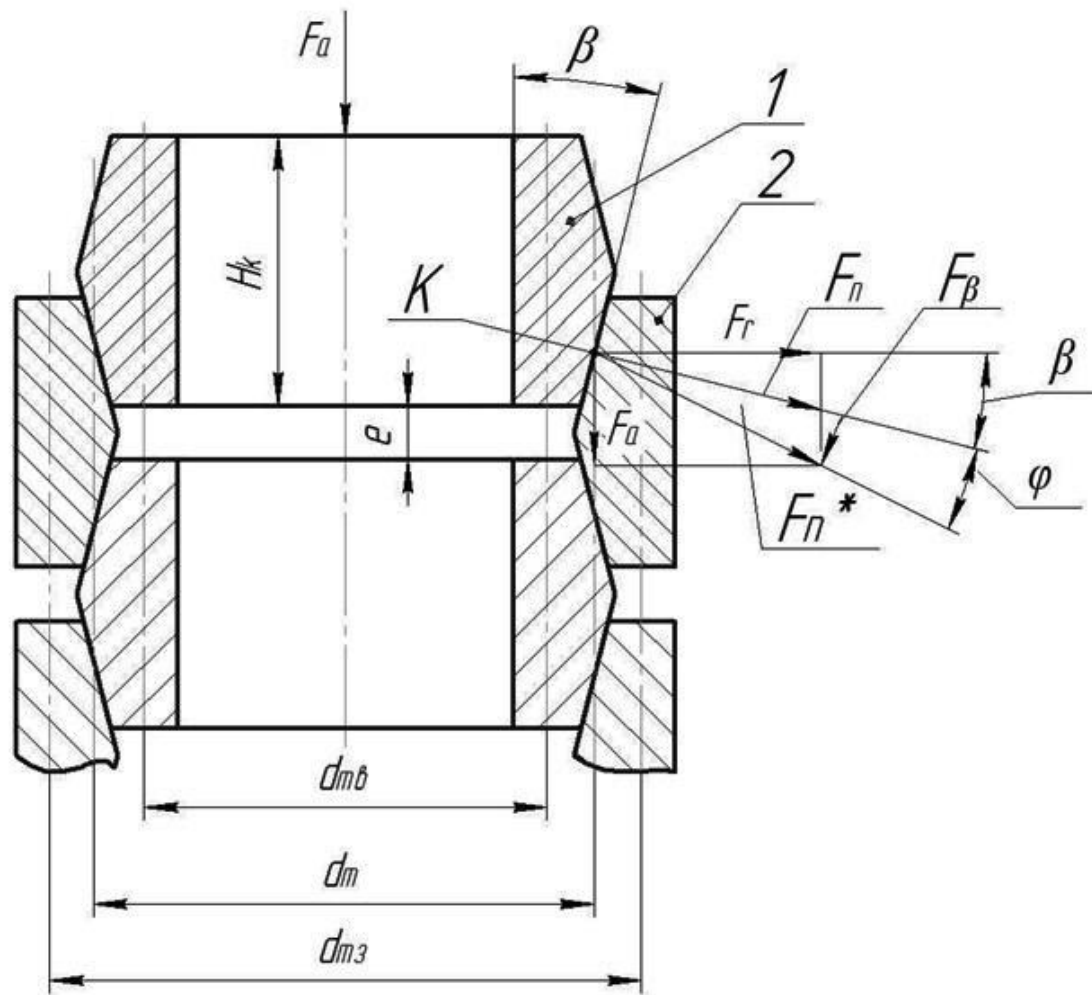


Рисунок 1 – Схема навантаження кілець КП

$$F'_x = F_x / \sin(\beta + \varphi); \quad (1)$$

$$F_y = F_x / \operatorname{tg}(\beta + \varphi) = F'_x \cdot \cos(\beta + \varphi). \quad (2)$$

Як відомо з курсу «Деталі машини» [13 – 15], зусилля від однієї деталі до іншого передаються через поверхні контакту, а навантаження розподіляється по цій поверхні. В нашому випадку сила F'_x розподіляється по колу кільця 1 і 2 за законом

$$q_{d_1} = F'_x / (\pi d_{m_1}) = F'_x / [\pi d_m \cdot \sin(\beta + \varphi)], \quad (3)$$

де $d_m = 0,5(d_{m_1} + d_{m_2})$ – середній діаметр КП; d_{m_1} – середній діаметр внутрішнього кільця 1; d_{m_2} – середній діаметр зовнішнього кільця 2.

Радіальна сила F_r розтягує кільце 2, а на кільце 1 діє така ж за модулем сила F'_r , а з протилежним F_r напрямом ($F'_r = -F_r$), яка стискає кільце 1. Повна розподілена сила q_p від сил F_r , оскільки на другій кінцевій поверхні кільця 2 діє точка така ж схема сил, як показано на рис. 3.А, може бути знайдена за аналогією (3.33) формулою

$$q_p = 2F_r / (\pi d_m) = 2F_r / [\pi d_m \operatorname{tg}(\beta + \varphi)]. \quad (4)$$

Під дією q_p в зовнішньому кільці 2 виникає розтягуючі напруження, яке можна розрахувати за відомою з курсу «Опір матеріалів» залежністю

$$\sigma_p = q_p \cdot d_m / (2A_1) = F_r / [\pi A_1 \operatorname{tg}(\beta + \varphi)]. \quad (5)$$

де A_1 – площа поперечного перерізу кільця 2.

Внутрішнє кільце 1 КП стискається під дією F'_r , а стискаючі напруження в перерізах внутрішніх кільць 1 може бути знайдено за аналогією (5) формулою:

$$\sigma_r = F_r / [\pi A_2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi)], \quad (6)$$

де A_2 – площа поперечного перерізу кільця 1 (усереднена в межах контакту кінцевих поверхень кільць 1 і 2).

Під час деформації кільць КП зовнішнє кільце 2 збільшує свій діаметр, а внутрішнє кільце 1 зменшує, відповідно на Δ_2 та Δ_1 (абсолютні деформації кільць 2 і 1). Якщо віднести деформації Δ_2 та Δ_1 до середніх діаметрів кільць 2 і 1, то отримаємо відносні деформації кільць 2 і 1:

$$\epsilon_2 = \Delta_2 / d_{m_2}; \quad (7)$$

$$\epsilon_1 = \Delta_1 / d_{m_1}. \quad (8)$$

Деформації кільць 2 і 1 відбуваються в межах пружності матеріалу кільць, тому для цього випадку є справедливим закон Гука, згідно якого:

$$\sigma_p = \epsilon_2 \cdot E = \Delta_2 / (d_{m_2}) \cdot E; \quad (9)$$

$$\sigma_r = \epsilon_1 \cdot E = \Delta_1 / (d_{m_1}) \cdot E. \quad (10)$$

звідки

$$\Delta_2 = \sigma_p \cdot d_{m_2} / E; \quad (11)$$

$$\Delta_1 = \sigma_r \cdot d_{m_1} / E. \quad (12)$$

де E – модуль пружності матеріалу кільць.

Оскільки кільця 1 та 2 КП знаходяться під дією стискаючого зусилля F_r , то радіальні деформації кільць Δ_2 і Δ_1 , спричиняють їх осовні переміщення одне відносно іншого, наприклад δ_2 зовнішнього кільця 2 відносно внутрішнього кільця 1 за схемою (рис. 1)

Згідно показаної схеми, знайдемо

$$\delta_2 = \Delta_2 / \operatorname{tg}\beta. \quad (13)$$

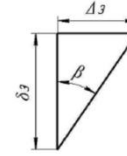


Рисунок 1 – Схема осового переміщення зовнішнього кільця 2 КП відносно внутрішнього кільця 1

Кільця 1 та 2 КП зміщуються в одному напрямку, тому середнє осове зміщення зовнішнього кільця 2 відносно внутрішнього кільця 1 можна визначити як середньарифметичне

$$\delta_m = \delta = 0,5(\delta_2 + \delta_1) = 0,5(\Delta_2 + \Delta_1) / \operatorname{tg}\beta, \quad (14)$$

де $\delta_2 = \Delta_2 / \operatorname{tg}\beta$ – осове переміщення внутрішнього кільця 1 відносно зовнішнього кільця 2.

Враховуючи в (14) залежності (11) та (12), знайдемо

$$\delta = 0,5(d_{m_2} \cdot \sigma_p + d_{m_1} \cdot \sigma_r) / (E \cdot \operatorname{tg}\beta). \quad (15)$$

Якщо прийняти, що усереднені площі поперечного перерізу кільць 1 і 2 однакові – $A_1 = A_2 = A_m$, що означає також рівність за модулем напружень в перерізах внутрішнього 1 та зовнішнього 2 кільць КП: $|\sigma_r| = |\sigma_p| = |\sigma|$, то залежність (15) набуде вигляду:

$$\delta = 0,5|\sigma|(d_{m_2} + d_{m_1}) / (E \operatorname{tg}\beta) = |\sigma| \cdot d_m / (E \operatorname{tg}\beta). \quad (16)$$

Із врахуванням (15) і (16) і зробивши зауважень стосовно σ_r та σ_p , формулу (16) також можна записати у вигляді

$$\delta = d_m \cdot F_r / [\pi A_m E \operatorname{tg}\beta \operatorname{tg}(\beta + \varphi)]. \quad (17)$$

Очевидно, з метою забезпечення міцності КП, максимально можливе переміщення δ_{max} можна визначити за формулою (16), якщо $|\sigma| = [\sigma_p]$ – допустимому напруженню матеріалу кільць на розтяг:

$$\delta_{\text{max}} = [\sigma_p] d_m / (E \cdot \operatorname{tg}\beta). \quad (18)$$

Жорсткість $k_{\text{пруж}}^{\text{одного}}$ одного кільця КП за аналогією з витими циліндричними пружинами можна знайти так:

$$k_{\text{пруж}}^{\text{одного}} = F_{\text{пруж}} / \delta_{\text{пруж}} = \pi E A_m \cdot \operatorname{tg}\beta \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \cdot d_m^{-1} = F_{\text{пруж}} \cdot E \cdot \operatorname{tg}\beta / ([\sigma_p] \cdot d_m). \quad (19)$$

Жорсткість КП в цілому залежить скільки її кільць під дією осового навантаження F_r деформуються, включаючи і опорні, якщо ж опорні кільця внутрішні та практично не стискаються – цілією центровані або їх жорсткість суттєво більша жорсткості кільця k_i , то за даними роботами в процесі деформації пружини бере участь лише $n_i - 3$ кільць пружини, де n_i – повне число кільць включаючи і опорні. За аналогією з витими циліндричними пружинами жорсткість k_i КП1 можна розраховувати за формулою

$$k_i = k_{\text{пруж}}^{\text{одного}} / (n_i - 3) = \pi E A_{m_i} \cdot \operatorname{tg}\beta_i \cdot \operatorname{tg}(\beta_i + \varphi_i) \cdot d_{m_i}^{-1} (n_i - 3)^{-1}, \quad (20)$$

де індекс «1» означає, що всі раніше описані параметри відносяться до КП1.

Пружина КП2 містить одне зовнішнє опорне кільце 12, позбавлене можливості деформуватися і одне внутрішнє кільце 9, за суттю повинна повністю кільця. В першому наближенні жорсткість КП2 можна визначити за залежністю, аналогічно (20):

$$k_2 = k_{\text{пруж}}^{\text{одного}} / (n_2 - 3) = \pi E A_{m_2} \cdot \operatorname{tg}\beta_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi_2) \cdot d_{m_2}^{-1} (n_2 - 3)^{-1}, \quad (21)$$

де індекс «2» означає, що всі раніше описані параметри відносяться до КП2.

Максимальну деформацію (осаджування) КП1 та КП2, відповідно $\lambda_{\text{max}1}$ та $\lambda_{\text{max}2}$ можна знайти за відомими формулами [8], знайденими за тими ж принципами, що й залежності (20) та (21):

$$\lambda_{\text{max}1} = (n_{i1} - 3) \delta_{\text{max}1}; \quad (22)$$

$$\lambda_{\text{max}2} = (n_{i2} - 3) \delta_{\text{max}2}; \quad (23)$$

де $\delta_{\text{max}1} = [\sigma_p] d_{m1} / (E \operatorname{tg}\beta_1)$; $\delta_{\text{max}2} = [\sigma_p] d_{m2} / (E \operatorname{tg}\beta_2)$.

Максимальну деформацію КП1 ГТТ і міркувань функціонування ГТТ повинна задовольняти умові

$$\lambda_{\text{max}1} \geq h_1 + y_{\text{min}1}, \quad (24)$$

де $y_{\text{min}1}$ – максимальна попередня деформація КП1. Підставляючи в (14), (12) знайдемо формулу для розрахунку необхідного числа кільць КП1:

$$n_{i1} \geq (h_1 + y_{\text{min}1}) \delta_{\text{max}1}^{-1} + 3. \quad (25)$$

Зважаючи на високу жорсткість КП1 і відносно невелику $\delta_{\text{max}1}$ (яка може складати десяті долі міліметра) доцільно призначити $y_{\text{min}1} \geq h_1$, наприклад $y_{\text{min}1} \geq h_1 + (0,5 \dots 1)$ мм.

Вивши $y_{\text{min}1} = h_1 + 1$ мм, або за $h_1 \leq 4$ мм $y_{\text{min}1} \leq 1,25h_1$, отримаємо з (25) більш просту залежність для знаходження n_{i1} :

$$n_{i1} \geq 2,25h_1 \cdot \delta_{\text{max}1}^{-1} + 3. \quad (26)$$

Слід зауважити, що КП працює в мастильній ванні з тиском енергоносія $p_{\text{ма}}$, що забезпечує ефективне мащення кільць КП1. За таких умов роботи КП1 різко зменшується коефіцієнт тертя f між кінцевими поверхнями кільць і впливом кута тертя φ , у формулі (21) можна знехтувати:

$$k_i = \pi \cdot E \cdot A_{m_i} \cdot \operatorname{tg}^2 \beta_i \cdot d_{m_i}^{-1} (n_{i1} - 3)^{-1}. \quad (27)$$

Звор «є» (див. рис. 3.4) між кільцями 1 та 2 визначається за умовою

$$e(n_i - 2) \geq \lambda_{\text{max}i}, \quad (28)$$

звідки

$$e \geq \lambda_{\text{max}i} / (n_i - 2). \quad (29)$$

Загальною довжиною КП рекомендується знаходити за формулою

$$L_{\text{доп}} = (n_i - 1)(H_i + e) + \lambda_{\text{max}i}, \quad (30)$$

де H_i – висота кільця (див. рис. 1).

Висновки

- Шляхом схемного пошуку з урахуванням відомих результатів досліджень процесів віброрізання, зокрема віброточіння та розробок пристроїв для здійснення цих процесів розроблена нова конструкція гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння з вбудованим ГПТ та силовою ланкою у вигляді кільцевої пружини.
- Розроблена методика розрахунку гідроімпульсного пристрою для вібраційного різання з вбудованим генератором імпульсів тиску зі силовою ланкою у вигляді кільцевої пружини.
- Запропонована методика розрахунку жорсткості кілець кільцевих пружин та кільцевих пружин в цілому.
- Розраховано собівартість виготовлення дослідного зразка ГПТ та оцінку очікуваної техніко-економічної ефективності його використання;
- Запропоновані заходи з безпечної експлуатації об'єкта та з гігієни праці і виробничої санітарії, освітлення, шумоізоляції та віброізоляції.

Дякую за увагу