

Старий А. Р.,¹ Гордєєв А. І.,¹ Сілін І. Р.²

*¹Хмельницький національний університет²; Білоруський державний
університет*

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ МИЙКИ ЗАНУРЕНИМ ПУЛЬСУЮЧИМ СТРУМЕНЕМ РІДИНИ З ТВЕРДИМИ ЧАСТИНКАМИ

На поверхні деталей і складальних вузлів в процесі їх виготовлення, експлуатації машин і устаткування утворюються технологічні та виробничі забруднення. Якісне очищення об'єктів від забруднень досягається комплексним фізико-хімічним і механічним впливом на нього, перше – забезпечується використанням хімічних речовин, що впливають на забруднення, друге – використанням механічної енергії впливу на забруднення (скребки, щітки, струмені рідини, струмені абразиву).

Підвищення ефективності очисних та миючих установок досягається за рахунок підвищення механічної дії струменя на забруднення. Найбільш перспективними і поширеними з існуючих на сьогоднішній день технологій очищення та миття об'єктів є технології з використанням водяних струменів високого тиску. Останнім часом зростання ефективності очищення машин при використанні технологій струминного очищення досягається за рахунок збільшення кінетичної енергії струменя шляхом підвищення тиску подачі миючої рідини або додаванням до неї абразивного матеріалу [1].

Метою роботи є дослідження впливу режимів роботи приводу та конструктивних параметрів вібраційної машини для очищення та мийки, із застосуванням затоплених пульсуючих струменів рідини з твердими частинками. Потреба у створенні спеціальних установок для виконання операції

очистки та мийки деталей машин при ремонті у дрібносерійному виробництві є актуальним науково-технічним завданням.

Основним вузлом вібраційної машини [2] є мембранний гідропульсатор (рис.1), який працює наступним чином: при рухові штока 4 і мембрани 3 вниз в камері 2 створюється розрідження і рідина втягується в камеру через насадок 1. Шток 4 з'єднано із віброприводом. При ході штока 4 і мембрани 3 вгору відбувається стискання рідини і вона під тиском виштовхується через насадок 1 із камери 2. При цьому отримується пульсуючий струмінь рідини з насадка із високим ступенем турбулентності, який ежектує тверді частинки крізь сопло на поверхню, що обробляється.

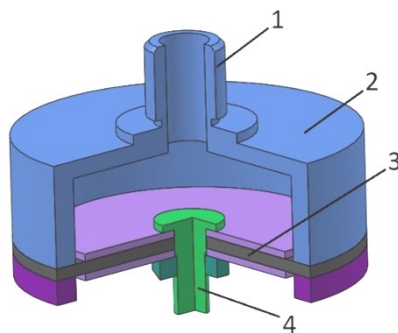


Рис. 1. Конструкція мембранного гідропульсатора: 1 – насадок;
2 – камера пульсації; 3 – мембрана; 4 – шток

Встановлено [3], що продуктивність процесу очистки та мийки у вібраційній машині визначається за формулою:

$$Q = \frac{k_0 \cdot m \cdot \left(1,29 \frac{k_c \cdot D_k^2 \cdot A \cdot f}{\varepsilon \cdot d_n^2} / 1 + \frac{2 \cdot H}{D_c} \operatorname{tg} \alpha \right)^3}{4 \cdot \sigma \cdot H}, \quad (1)$$

де A – амплітуда коливань рідини у камері пульсації; f – частота коливань рідини у камері пульсації; ε – коефіцієнт звуження потоку у насадку; D_k – діаметр камери пульсації; d_n – діаметр насадка; D_c – діаметр сопла; α – кут одностороннього розширення струменю з сопла, $\alpha = 12^\circ 40'$; k_0 – кількість частинок крихти, які приймають участь в процесі обробки; m – маса частинки; H – відстань від сопла струменю до поверхні, що оброблюється. k_c – коефіцієнт,

що враховує гасіння швидкості струменю з насадка при проходженні сітки, $K_c = 0,9$. Пошук оптимальних конструктивних параметрів та режимів роботи приводу вібраційної машини проводився експериментально за допомогою вимірювання датчиком зміни максимального тиску струменя з насадка за цикл коливання приводу. Було застосовано, попередньо тарований на тиск, мембранний тензометричний датчик, який встановлено над насадком на відстані 10 мм у початковій ділянці затопленого пульсуючого струменя.

Для вимірювання миттєвого значення гідродинамічного тиску рідини з насадка застосовано USB осцилограф BM8020, який з'єднаний з персональним комп'ютером через порт USB і обслуговується програмним продуктом «DiSco». В експериментальному дослідженні проводилась фіксація зміни тиску струменя у вигляді осцилограм та при обробленні їх визначався максимальний тиск пульсуючого струменя при наступних умовах: температура рідини 20^0 , амплітуда коливань мембрани $A = 0,002$ м; діаметр камери пульсації $D_k = 0,1$ м, діаметр насадка $d_n = 0,01$ м, частота коливання f приводу вібраційної машини змінювалася від 0 до 25 Гц. Після оброблення отриманих осцилограм побудовано графік зміни максимального тиску з насадка, який нанесено на сітку графіка, отриманого аналітично (рис.2 крива1) з [3]. В пошукових дослідях встановлено, що залежність максимального тиску пульсуючого струменя рідини на початковій ділянці (рис.2 крива 2) від частоти коливань приводу має наступний характер зміни кривої: на початку від 5 до 8 Гц максимальний тиск рідини з насадка співпадає із розрахунковими значеннями, отриманими аналітично, але при збільшенні частоти коливань приводу від 8 до 13 Гц величина максимального тиску струменя рідини збільшується завдяки виникненню явища гідроудару; при збільшенні частоти коливань приводу від 13 до 20 Гц величина максимального тиску струменя рідини знижується завдяки появи значної кількості газових пухирців у камері пульсації, що призводить до втягування меншого об'єму рідини і відповідно при виштовхуванні веде до зменшення максимального тиску струменя з насадка.

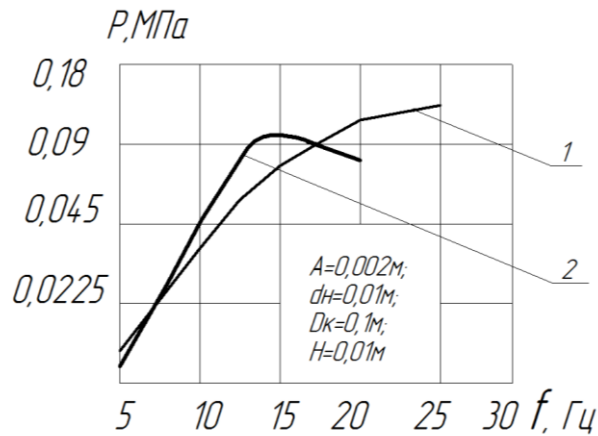


Рис.2 – Графіки залежності максимального тиску пульсуючого струменя рідини з насадка від частоти коливань приводу: 1 – аналітична крива; 2 – експериментальна крива; A – амплітуда коливань; D_k – діаметр камери; d_n – діаметр насадка; H – відстань від зрізу насадка до датчика

Максимальний тиск у струмені з насадка знаходиться у межах частот від 8 до 13 Гц, тому і пульсуючий струмінь рідини з насадка має максимальну швидкість у цих межах. Для встановлення оптимальних співвідношень конструктивних параметрів камери пульсації та розмірів насадка в залежності від режимів роботи приводу було проведено трифакторний експеримент центрального композиційного рототабельного планування другого порядку.

Для реалізації досліджень було виготовлено камери пульсації розмірами 60,120,180 мм з насадком 10 мм. Для встановлення значення максимального миттєвого тиску з насадка визначено основні змінні фактори, які впливали на величину цього параметра: x_1 – співвідношення діаметра камери пульсації до діаметра насадка (D_k / d_n), $d_n = 10 \text{ мм}$; x_2 – частота коливань приводу; x_3 – амплітуда коливань приводу. У результаті проведених експериментів отримано регресійну залежність у наступному вигляді:

$$y = 0,2728 + 0,067x_1 + 0,0091x_2 - 0,052x_3 - 0,0156x_1x_2 - 0,0756x_1x_3 - 0,0339x_1^2 - 0,00225x_2^2 - 0,0203x_3^2. \quad (2)$$

Після проведення перекодування та переведення змінних у натуральні значення отримано наступну регресійну залежність максимального миттєвого тиску пульсуючого струменя рідини від конструктивних параметрів та режимів роботи привода:

$$P_{\max} = 0,76 + 0,0056D + 0,046f + 0,176A - 0,00008Df - 0,0026DA - 0,0000096D^2 - 0,002f^2 - 0,026A^2 \quad (3)$$

За допомогою програмного продукту MatchCad були проведені розрахунки згідно рівняння (3) та побудовано графіки залежності величини максимального миттєвого тиску струменя рідини $P_{\max}$ від частоти коливань і амплітуди коливань рис.3 та переріз поверхні відгуку залежності максимального миттєвого тиску струменя рідини з насадка від частоти та амплітуди коливань рис.4.

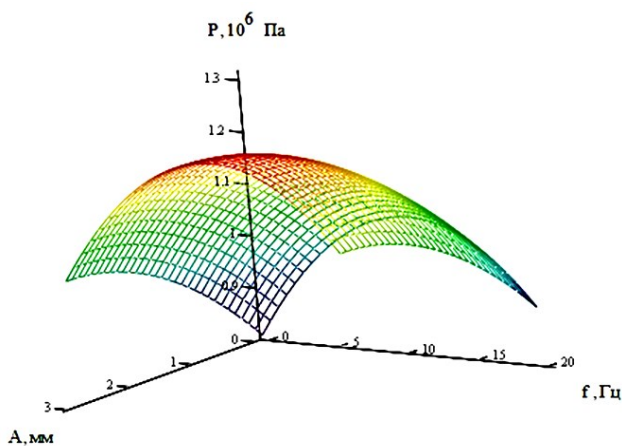


Рис.3 – Поверхня відгуку залежності максимального миттєвого тиску струменя рідини з насадка від частоти та амплітуди коливань для камери пульсації $D = 100$ мм

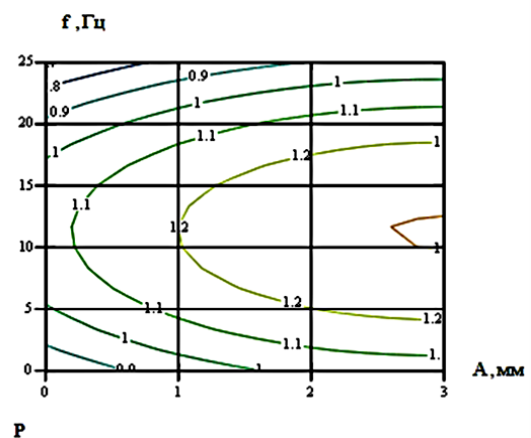


Рис. 4 – Двомірний переріз поверхні відгуку залежності максимального миттєвого тиску рідини з насадка від частоти та амплітуди коливань для камери пульсації $D = 100$ мм

Отримана регресійна залежність максимального миттєвого тиску від конструктивних параметрів та режимів роботи привода (3) дає можливість

знаходити оптимальні співвідношення частоти та амплітуди роботи приводу при певних розмірах камери пульсації.

Висновки

Аналіз залежності продуктивності процесу видалення забруднень з поверхні деталей встановлено вплив різних фізичних параметрів вібраційної машини щодо її продуктивності, а саме: оптимальне співвідношення кількості частинок у струмені при найменшій відстані від сопла до поверхні, що підлягає очищенню, швидкості струменю з частинками або максимального тиску струменя.

Експериментально встановлено, що максимальний тиск пульсуючого струменя та максимальна продуктивність машини для очищення та миття досягаються для таких параметрів: відношення діаметра пульсаційної камери до діаметра насадка 10; амплітуда коливань $A = 2$ мм і частота коливань приводу від 11 до 13 Гц.

Отримана регресійна залежність (3) максимального миттєвого тиску від конструктивних параметрів та режимів роботи приводу дозволяє знайти оптимальні співвідношення частоти та амплітуди приводу для певних розмірів пульсаційної камери при проектуванні вібраційних машин.

Список використаних джерел:

1. Андилахай А.А. Абразивная обработка деталей затопленными струями / А.А. Андилахай. – Мариуполь: ПГТУ, 2006. – 190 с.
2. Пат. на корисну модель № 132837, МПК В08В 3/10 Вібраційна машина для очистки забруднень потоком твердих часток та мийки деталей при ремонті обладнання. Скиба М. Є., Старий А. Р., Гордєєв А. І., Гордєєв О. А. U201810344; Заявл. 19.10.2018. Опубл. 11.03.2019. Бюл. №5.
3. Старий А.Р., Гордєєв А.І., Обґрунтування параметрів динамічних процесів очистки та мийки у вібраційній машині зануреним пульсуючим струменем рідини з твердими частинками / А.Р. Старий, А.І. Гордєєв // Вісник ХНУ Технічні науки. №6. – 2020. – С.84-92